

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

## **Návrh systému chlazení experimentálního měřicího standu**

Design of Cooling System  
for the Experimental Measuring Stand

Student:

Bc. Jiří Erhardt

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Pavlík, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Erhardt**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh systému chlazení experimentálního měřicího standu**  
**Design of Cooling System for the Experimental Measuring Stand**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh univerzálního systému chlazení pro experimentální měřicí stand, systém musí být uzpůsoben pro různé typy spalovacích motorů s výkonem do 100 kW.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerše v oblasti chlazení spalovacích motorů pro mobilní aplikace a pro KGJ.
2. Technický návrh systému chlazení umožňující osazení standu spalovacími motory s výkonem do 100 kW.
3. Schéma zapojení.
4. Technický výkres dispozičního řešení zapojení navrhovaného systému do stávajících prostor.
5. Úprava navrhovaného systému s ohledem na využití odpadního tepla v systému akumulace.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERIE, Jan. Chlazení spalovacích motorů a chladicí ventilátory. Vyd. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1972.

KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. Spalovací motory II. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0628-2.

VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.

KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd ed. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, c1999. ISBN 978-0768004953.

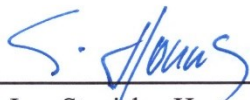
Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives, second edition, 2016. Warrendale, PA: SAE International. ISBN 978-0-7680-8024-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Pavlík, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



---

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne ..... 20.5.2019 .....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci, nebo poskytnout licenci k jejímu užití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.5.2019

  
.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bc. Jiří Erhardt

Dětmarovice 947

735 71 Dětmarovice

# ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ERHARDT, J. *Návrh systému chlazení experimentálního měřicího standu: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 71 s. Vedoucí práce Pavlík, P.

Cílem této diplomové práce je navrhnout systém chlazení experimentálního měřicího standu, na kterém se budou provádět měření pístových spalovacích motorů. V teoretické části se práce zabývá pístovými spalovacími motory a jejich chlazením a způsoby chlazení stacionárních motorů a kogeneračních jednotek. Praktická část obsahuje návrh jednotlivých součástí a zařízení chladicího systému a jeho následnou úpravu s ohledem na využití odpadního tepla spalovacího motoru. Závěrem jsou shrnuty veškeré náklady spojené s vybudováním systému chlazení a je stanovena úspora tepelné energie za předpokladu využití odpadního tepla motoru k ohřevu akumulární nádoby v laboratořích VŠB – TUO.

Klíčová slova: Chladicí systém, odpadní teplo, měřicí stand, tepelná energie

# ANNOTATION OF MASTER THESIS

ERHARDT, J. *Design of Cooling System for the Experimental Measuring Stand: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2019, 71 p. Thesis head: Pavlík, P.

The goal of this master thesis is to design cooling system for the experimental measuring stand, on which piston combustion engines will be measured. The theoretical part deals with description of piston combustion engines and their cooling methods and methods of cooling stationary engines and cogeneration units. Practical part contains design of individual parts and devices of the cooling system and its subsequent adjustment with option of utilizing of residual heat of the combustion engine. In conclusion, all the costs associated to the building of cooling system are summarized and heat energy savings assumed to the utilize of residual heat to heat up the accumulation tank in VŠB – TUO labs is determined.

Key words: Cooling system, residual heat, measuring stand, heat energy

# OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....</b>	<b>9</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK .....</b>	<b>10</b>
<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>2. PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY.....</b>	<b>12</b>
2.1 ROZDĚLENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ.....	13
2.1.1 MOTORY S VNĚJŠÍM SPALOVÁNÍM.....	13
2.1.2 MOTORY S VNITŘNÍM SPALOVÁNÍM .....	13
2.2 CHLAZENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ .....	18
2.2.1 KAPALINOVÉ CHLAZENÍ .....	19
2.2.2 VZDUCHOVÉ CHLAZENÍ .....	22
2.2.3 OLEJOVÉ CHLAZENÍ .....	23
2.3 CHLAZENÍ STACIONÁRNÍCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	
A KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK .....	23
2.3.1 MIKROCHLADIČE .....	23
2.3.2 VZDUCHOVÉ CHLADIČE .....	25
<b>3. NÁVRH SYSTÉMU CHLAZENÍ .....</b>	<b>27</b>
3.1 NADIMENZOVÁNÍ SYSTÉMU CHLAZENÍ .....	29
3.2 CHLADICÍ MÉDIUM .....	29
3.3 DESKOVÝ VÝMĚNÍK.....	30
3.4 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU MOTOR – DESKOVÝ VÝMĚNÍK .....	31
3.5 EXTERNÍ CHLADIČ .....	32
3.6 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK – EXTERNÍ	
CHLADIČ .....	34
3.7 PŘEDEHŘEV CHLADICÍ SMĚSI.....	36
3.7.1 DOBA PŘEDEHŘEVU CHLADICÍ SMĚSI .....	37
3.8 ODVOD TEPLA Z PRACOVISTĚ .....	38
3.9 OBĚHOVÁ ČERPADLA.....	40
3.9.1 OBĚHOVÉ ČERPADLO OKRUHU MOTOR – DESKOVÝ VÝMĚNÍK.....	40
3.9.2 OBĚHOVÉ ČERPADLO DESKOVÝ VÝMĚNÍK – VZDUCHOVÝ	
CHLADIČ.....	41
3.10 EXPANZNÍ NÁDOBY .....	44
3.11 VENTILY .....	46
3.12 TEPLOTNÍ ČIDLA .....	47
3.13 SPOJE POTRUBÍ, REDUKCE.....	47
3.14 VIZUALIZACE CHLADICÍHO SYSTÉMU .....	48

<b>4. ÚPRAVA SYSTÉMU CHLAZENÍ S OHLEDEM NA VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA ..</b>	<b>49</b>
4.1 DESKOVÝ VÝMĚNÍK .....	50
4.2 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2.....	50
4.3 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2 – AKUMULAČNÍ NÁDOBA.....	51
4.4 OBĚHOVÁ ČERPADLA.....	52
4.4.1 OBĚHOVÉ ČERPADLO DESKOVÝ VÝMĚNÍK 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2.....	52
4.4.2 OBĚHOVÉ ČERPADLO DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2 – AKUMULAČNÍ NÁDOBA.....	55
4.5 OSTATNÍ PRVKY CHLADICÍHO SYSTÉMU .....	57
4.6 VIZUALIZACE UPRAVENÉHO CHLADICÍHO SYSTÉMU .....	57
<b>5. PROVOZNÍ STAVY, PODMÍNKY PROVOZU .....</b>	<b>58</b>
5.1 PŘEDEHŘEV CHLADICÍ SMĚSI.....	58
5.2 MAŘENÍ TEPLA DO OKOLÍ .....	58
5.3 OHŘEV AKUMULAČNÍ NÁDOBY .....	60
5.4 UKONČENÍ MĚŘENÍ.....	61
<b>6. NÁKLADY NA REALIZACI, ÚSPORA TEPELNÉ ENERGIE.....</b>	<b>62</b>
6.1 NÁKLADY NA VYBUDOVÁNÍ CHLADICÍHO SYSTÉMU .....	62
6.2 NÁKLADY NA VYBUDOVÁNÍ PŘI REALIZACI VARIANTY S VYUŽITÍM ODPADNÍHO TEPLA .....	63
6.3 ÚSPORA TEPELNÉ ENERGIE .....	64
<b>7. ZÁVĚR.....</b>	<b>65</b>
<b>POUŽITÁ LITERATURA, ZDROJE .....</b>	<b>66</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>69</b>
<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>70</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>70</b>



# SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
$D$	Vnější průměr	$mm$
$H$	Výtlačná výška	$m$
$Nu$	Nusseltovo kritérium	1
$Pr$	Prandtlovo kritérium	1
$Q$	Tepelný výkon	$kW$
$\dot{Q}$	Tepelné ztráty	$W$
$Re$	Reynoldsovo kritérium	1
$\dot{V}$	Objemový průtok	$m^3 * h^{-1}$
$c_p$	Měrná tepelná kapacita	$kJ * kg^{-1} * K^{-1}$
$d$	Vnitřní průměr	$mm$
$k$	Součinitel prostupu tepla	$W * m^{-1} * K^{-1}$
$k_v$	Hydraulická drsnost	1
$l$	Délka	$m$
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	$kg * s^{-1}$
$n$	Počet kolen	1
$q$	Prostup tepla	$W * m^{-1}$
$t$	Teplota	$^{\circ}C$
$w$	Rychlost	$m * s^{-1}$
$x$	Tloušťka	$mm$
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$W * m^{-2} * K^{-1}$
$\Delta$	Tepelná vodivost	$W * m^{-1} * K^{-1}$
$\Delta p$	Tlakové ztráty	$Pa$
$\Delta p_f$	Místní ztráty	$Pa$
$\Delta p_{zv}$	Třecí odpory	$Pa$
$\varepsilon$	Poměrná drsnost	1
$\xi$	Součinitel místního odporu	1
$\lambda$	Součinitel tření	1
$\nu$	Kinematická viskozita	$m^2 * s^{-1}$
$\rho$	Hustota	$kg * m^{-3}$
$\tau$	Čas	$s$

## SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ

Index	Význam
0	Během přehřevu
1	Na výstupu z motoru, okruhu motor – DV
2	Na vstupu do motoru, okruhu DV – vzduchový chladič
2 – 1	Okruhu DV1 – vzduchový chladič
3	Na vstupu do vzduchového chl., okruhu DV1 – DV2
4	Na výstupu ze vzduchového chl., okruhu DV2 – AN
5	Na vstupu do DV2
6	Na výstupu z DV2
7	Na vstupu do akumulční nádoby
8	Na výstupu z akumulční nádoby
<i>bypass</i>	Obchvatu
<i>dv</i>	Deskového výměníku
<i>ch</i>	Chladicí směsi, vzduchového chladiče
<i>iz</i>	Izolace
<i>m</i>	Motoru, měrný
<i>v</i>	Vody

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Zkratka	Význam
AN	Akumulační nádoba
chl.	Chladič, chladicí
DV	Deskový výměník
iz.	Izolačního
tep.	Tepelná

# 1. ÚVOD

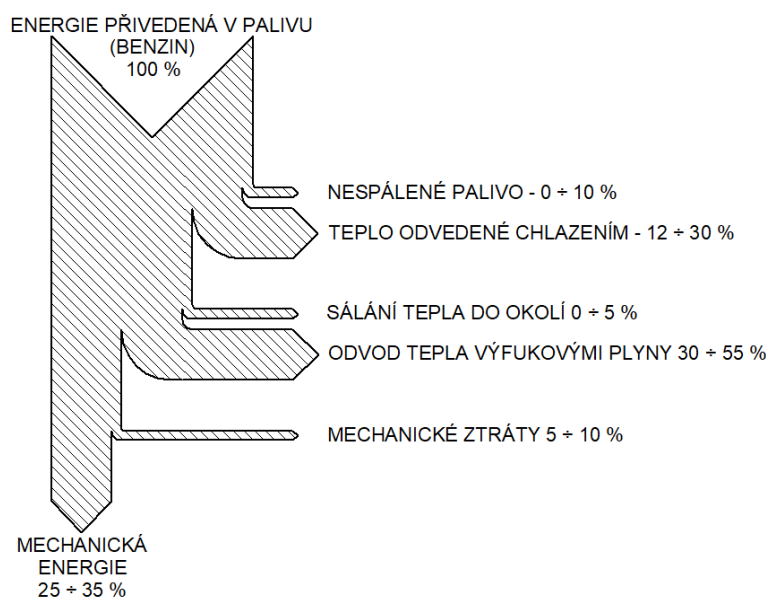
Současný trend ve vývoji spalovacích motorů se odvíjí směrem ke zvyšování účinnosti procesu transformace energie a snižování emisí ve spalínách. Za účelem výzkumu spalovacích motorů bude v laboratořích VŠB – TUO vybudován experimentální měřicí stand, na kterém se budou provádět měření pístových spalovacích motorů o výkonech v rozmezí od 40 do 100 kW. Tato měření se budou provádět uvnitř objektu – kontejneru. Jelikož při chodu spalovacích motorů vzniká značné množství odpadního tepla, je zapotřebí navrhnout systém chlazení spalovacího motoru s externím chladičem, umístěným mimo objekt.

Při práci pístových spalovacích motorů se energie přivedená v palivu transformuje v mechanickou energii přibližně jen z 25 až 35 % – u zážehových motorů, u vznětových motorů přibližně z 30 až 45 %. Třetina nevyužitá energie odchází s výfukovými plyny, zbytek tvoří tepelné ztráty, které je zapotřebí odvádět systémem chlazení. Při pracovním oběhu spalovacího motoru jsou v pracovním prostoru válce teploty krátkodobě přesahující 2.000 °C. Účelem chlazení je tedy odvést z motoru takové množství tepla, aby se teplota uvnitř stěn motoru pohybovala v ideálních mezích, a to 170 až 190 °C. Při nižších teplotách dochází k zhoršení mazacích schopností motorového oleje a ke kondenzaci vodních par na stěnách válců (přibližně 75 °C) a k následné korozi. Naopak při vyšších teplotách dochází k poškození vnitřních kovových součástí (píst, válec, hlava, ventily), konkrétně k roztavení, ztrátě pevnosti, popřípadě k tepelné roztažnosti, která by měla za následek zvýšené tření a mechanické namáhání. Rovněž dochází k tepelné degradaci maziva, jež se při teplotách okolo 250 °C tepelně rozkládá – uhelnatí, což má za následek zapékání pístních kroužků. [1, 2, 4]

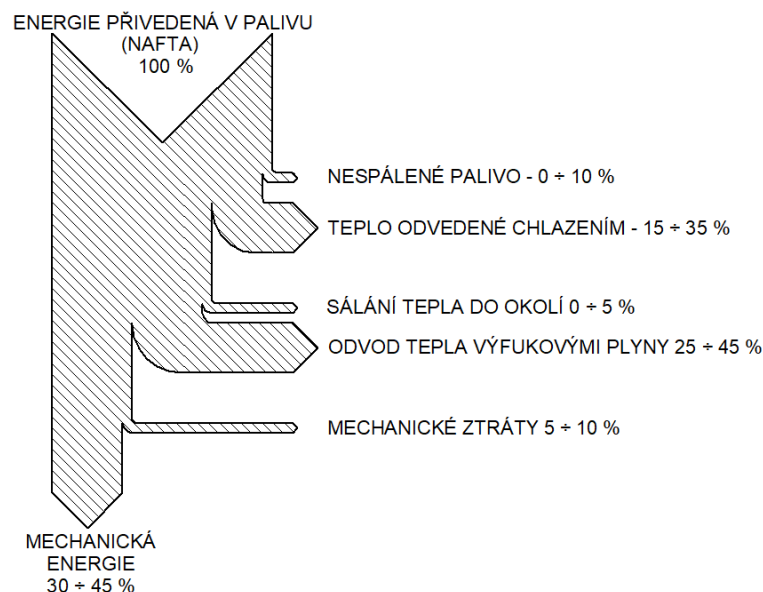
## 2. PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

Pístový spalovací motor je tepelný stroj, který spalováním paliva získává tepelnou energii a využitím vhodného plynného média ji převádí na mechanickou práci. Energie plynného média je využívána jako potenciální energie – tlak. [3]

V dnešní době se používají výhradně jen dva typy pístových spalovacích motorů. A to zážehové (benzinové) a vznětové (dieselové – naftové). Energetické bilance těchto motorů jsou znázorněny na obrázcích 2.1 a 2.2 – Sankeyův diagram.



Obrázek 2.1: Sankeyův diagram zážehového spalovacího motoru [autor]



Obrázek 2.2: Sankeyův diagram vznětového spalovacího motoru [autor]

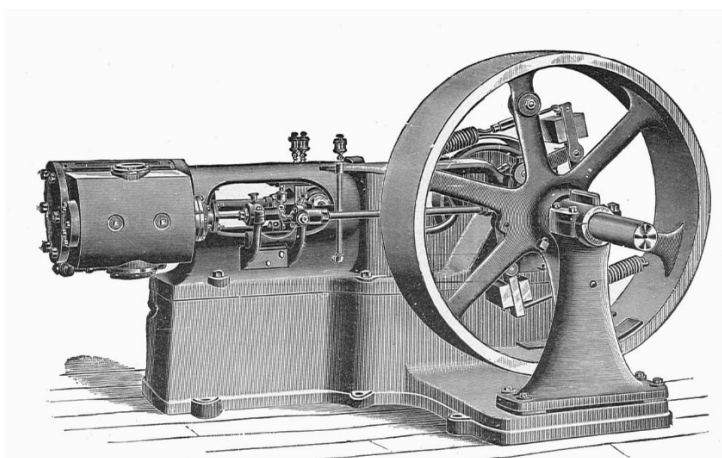
## 2.1 ROZDĚLENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Jedním z hledisek rozdělení pístových spalovacích motorů je, zda ke spalování paliva dochází uvnitř motoru, nebo externě.

### 2.1.1 MOTORY S VNĚJŠÍM SPALOVÁNÍM

Ke spalování paliva dochází vně motoru. Příkladem je parní stroj (viz Obrázek 2.3).

Parní stroj je pístový tepelný stroj, přeměňující tepelnou energii vodní páry na energii mechanickou. Mezi nevýhody tohoto typu motoru patří velmi nízká účinnost (15 %), vysoká spotřeba paliva a velké množství emisí vypouštěných do atmosféry. [8]



Obrázek 2.3: Parní stroj [9]

### 2.1.2 MOTORY S VNITŘNÍM SPALOVÁNÍM

Spalování paliva se uskutečňuje uvnitř motoru. Tento druh motorů se dále dělí podle následujících hledisek:

#### a) druh paliva

Podle druhu paliva se spalovací motory dělí na tři základní skupiny. Jsou to motory na paliva kapalná, plynná a motory vícepalivové. Podle použitého paliva se spalovací motory dělí na benzinové, naftové, plynové a smíšené. [3]

#### Motory na kapalná paliva:

- ropná, lehko odpařitelná paliva (benzín, petrolej),
- ropná, těžko odpařitelná paliva (nafta, mazut),
- kapalná paliva neropného původu (metanol, etanol, bionafta),
- směsná paliva (lihobenzinová paliva). [3]

#### Plynové motory:

- na propan – butan (pro osobní automobily, vysokozdvížené vozíky),
- na zemní plyn (pro osobní automobily, autobusy),
- na dřevoplyn, bioplyn, skládkový plyn (kogenerační jednotky). [3]

#### Vícepalivové motory:

Jsou to motory na dvojí palivo, většinou pro provoz na plynné palivo s možností záměny na palivo kapalné. [3]

- propan – butan / benzín, zemní plyn / benzín (paliva pro zážehové motory s možností plynulého přechodu z jednoho paliva na druhé za provozu motoru),
- zemní plyn / nafta, bioplyn / nafta (paliva pro vznětové motory). [3]

### **b) tvoření směsi paliva se vzduchem**

Podle způsobu tvoření směsi paliva se vzduchem se rozlišuje vnější tvorba směsi a vnitřní tvorba směsi. [3]

#### Vnější tvorba směsi:

Základní směřování paliva se vzduchem probíhá mimo vnitřní prostor válce motoru.

- u plynových motorů ve směšovacím ústrojí,
- u snadno odpařitelných paliv (benzín, líh) buďto v karburátoru nebo vstřikováním. [3]

#### Vnitřní tvorba směsi:

Směs se tvoří ve spalovacím prostoru válce motoru – přímé vstřikování.

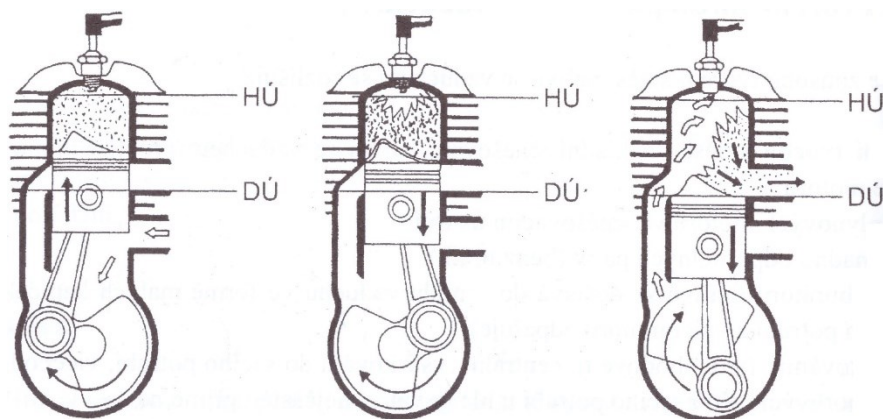
- u obtížně odpařitelných paliv (nafta, mazut) je palivo vstřikováno na konci kompresního zdvihu,
- u snadno odpařitelných paliv (benzín, líh, plyny) je palivo vstřikováno na konci sacího, nebo v průběhu kompresního zdvihu. [3]

### c) způsob činnosti

Podle způsobu činnosti, neboli podle počtu zdvihů, připadajících na jeden pracovní cyklus motoru (podle způsobu výměně náplně válců) se dělí na motory dvoudobé a čtyřdobé. [3]

#### Dvoudobý motor:

Pro dvoudobý motor je charakteristické, že pracovní oběh motoru (sání, komprese, expanze, výfuk) proběhne během dvou zdvihů pístů, tedy v průběhu jedné otáčky klikového hřídele motoru (viz Obrázek 2.4). Pracovní cyklus přitom probíhá nad pístem nebo pod ním. K výměně obsahu válce dochází pomocí kanálu ve stěně válce, který je buď uzavírán, nebo uvolňován pístem. [3]

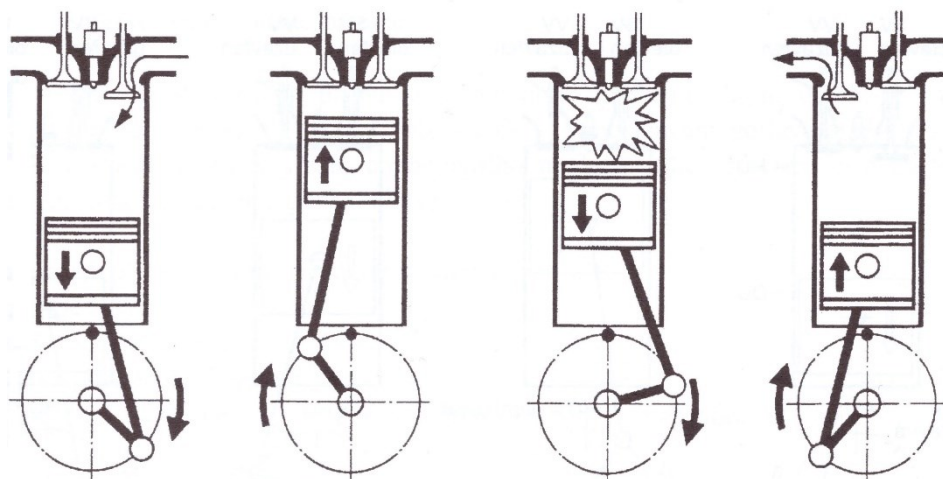


*Pracovní cyklus dvoudobého motoru – sání pod pístem a komprese nad pístem (první doba), předběžné stlačení pod pístem a hoření nad pístem (druhá doba – pracovní zdvih), přepouštění směsi paliva, vzduchu a mazacího oleje z klikové skříňe a vytlačování spalin nad pístem do výfuku (přechod z druhé doby do první).*

**Obrázek 2.4: Pracovní cyklus dvoudobého spalovacího motoru [3]**

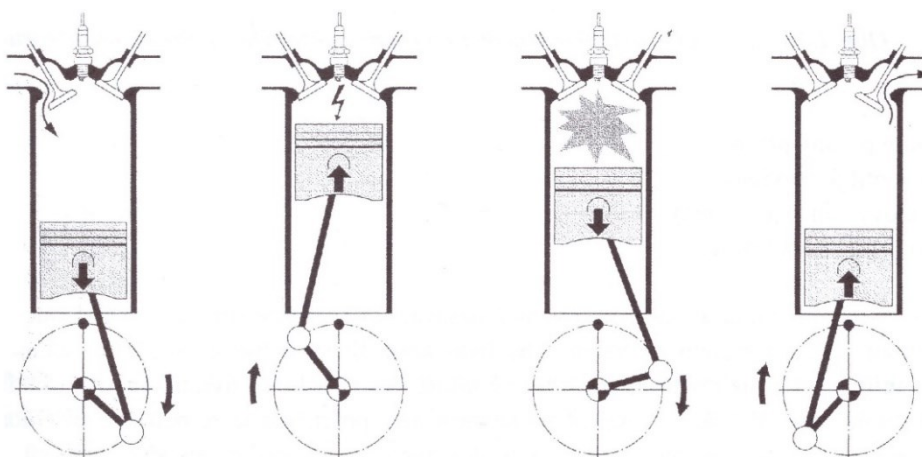
#### Čtyřdobý motor:

Pracovní cyklus čtyřdobého motoru probíhá během dvou otáček klikového hřídele a je složen ze čtyř na sebe navazujících fází – sání, komprese, expanze a výfuk (viz Obrázek 2.5 a 2.6). Pracovní cyklus probíhá nad pístem. Výměna náplně válce probíhá prostřednictvím ventilů ovládaných vačkovým hřídelem. [3]



*Pracovní cyklus čtyřdobého vznětového motoru – sání, komprese a vstříknutí paliva, samovznícení a expanze, výfuk.*

**Obrázek 2.5: Pracovní cyklus čtyřdobého vznětového motoru [3]**



*Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru – sání, komprese a zapálení, hoření a expanze, výfuk.*

**Obrázek 2.6: Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3]**

#### **d) zapálení hořlavé směsi**

Podle způsobu zapálení směsi paliva se vzduchem rozeznáváme:

- motory zážehové (benzínové): směs paliva se vzduchem je zažehnuta energií vnějšího zdroje, například elektrickou jiskrou,
- motory vznětové (naftové): palivo, které je vstříkováno do válce motoru se v důsledku vysoké teploty vyvolané stlačením vzduchu vznítí. [3]



### **e) způsob plnění válce**

- motory s přirozeným sáním (atmosférické): čtyřdobé, nasávají čerstvou náplň (vzduch nebo směs paliva se vzduchem) do válce podtlakem, který vzniká pohybem pístu,
- motory přeplňované: dvoudobé i čtyřdobé, k dopravě čerstvé náplně do válce je použito dmychadlo vyvolávající přetlak,
- motory s vyplachováním: dvoudobé, k dopravě čerstvé náplně do válce motoru je využíván přetlak vyvolaný dmychadlem, popřípadě stlačením vzduchu nebo směsi paliva při vratném pohybu pístu, přičemž vstupující čerstvá náplň vyplachuje vnitřní objem válce od spalín. [3]

### **f) konstrukce a uspořádání motoru**

Podle celkového uspořádání a konstrukčních detailů se pístové spalovací motory dělí podle následujících hledisek:

#### Podle počtu pracovních ploch:

- motory jednočinné (pracovní oběh je uskutečňován jen na jedné straně pístu),
- motory dvojčinné (pracovní oběh probíhá na obou stranách pístu). [3]

#### Podle počtu a uspořádání válců motoru:

- motory jednoválcové,
- motory víceválcové (jednořadé, dvouřadé, vidlicové). [3]

#### Podle způsobu chlazení motoru:

- kapalinou chlazené motory,
- vzduchem chlazené motory,
- motory s kombinovaným chlazením. [3]

### **g) určení**

Dle učení se spalovací motory dělí na motory pro mobilní aplikace a stacionární.

#### Pro mobilní aplikace:

- motorová vozidla

#### Stacionární:

- kogenerační jednotky

## 2.2 CHLAZENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Chladicí zařízení motoru odvádí přebytečné teplo ze stěn válců motoru, hlavy a ostatních částí do chladicího média a snižuje tak tepelné namáhání těchto součástí na stanovenou mez. Chlazení udržuje teplotu motoru na takové výši, která je pro jeho provoz nejvhodnější. Teplota motoru ovlivňuje také jakost a životnost motorového oleje. U benzínových motorů se chlazením navíc snižuje sklon k detonačnímu spalování. Při plném zatížení motoru se musí chlazením odvádět přibližně 30 % tepla, které se uvolňuje při spalování a které nelze pro provoz vozidla využít. [3]

Systém chlazení musí splňovat následující podmínky:

- zabezpečit takovou teplotu motoru, kterou vydrží jeho jednotlivé části,
- zabezpečit, aby motorový olej vytvořil na stěnách válců a součástí mazaných olejem souvislou vrstvu mazacího olejového filmu a snížil tak tření na stanovenou hranici,
- zabezpečit stálé udržování nejvhodnější a nejhospodárnější pracovní teplotu motoru (provozní teplotu). [3]

Požadavky kladené na systém chlazení:

- vysoký chladicí výkon systému,
- rovnoměrné chlazení jednotlivých částí zamezující tepelnému pnutí,
- malá hmotnost,
- dobré přestupy tepla, které nejsou omezovány usazenými nečistotami,
- nízká spotřeba energie pro provoz. [3]

Podle druhu chladicího média rozlišujeme chlazení:

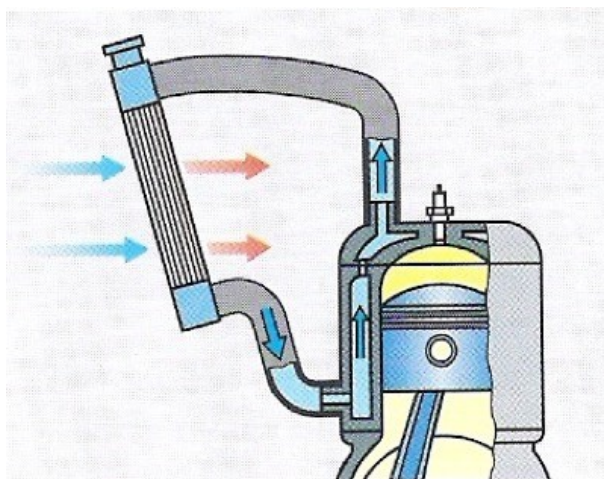
- kapalinové chlazení: termosifonové oběžné chlazení a chlazení s nuceným oběhem,
- vzduchové chlazení: chlazení nápirem vzduchu za jízdy a chlazení s ventilátorem,
- olejové chlazení: kombinované s kapalinovým, nebo vzduchovým chlazením. [3]

## 2.2.1 KAPALINOVÉ CHLAZENÍ

U tohoto druhu chlazení je v bloku válců motoru a hlavě motoru vytvořena soustava kanálků, kterými proudí chladicí kapalina (voda, nemrznoucí směs). Z tepelně zatížených míst motoru přejímá teplo, které odvádí do chladiče. Zde je proudícím vzduchem převáděno teplo z kapaliny do ovzduší. Ochlazená kapalina se vrací zpět do motoru. Celý systém je uzavřený a je na něj napojeno vytápění, případně klimatizační zařízení. [3]

### **Samooběžné termosifonové chlazení**

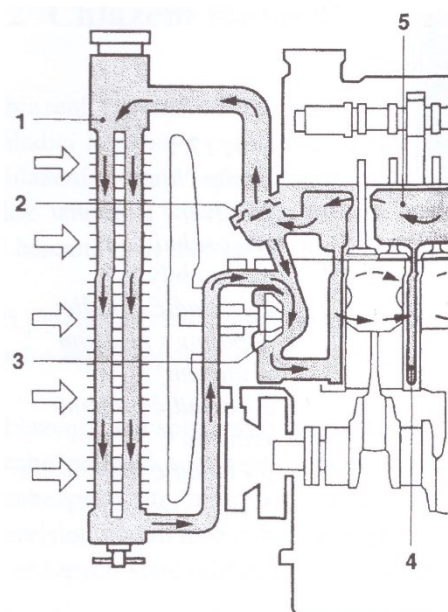
Samooběžné termosifonové chlazení, ve kterém ohřátá chladicí kapalina s menší měrnou hmotností stoupá nahoru a na její místo přichází chladnější kapalina z chladiče, se dnes již nepoužívá (viz Obrázek 2.7). [3]



Obrázek 2.7: Samooběžné termosifonové chlazení [10]

### **Chlazení s uzavřeným nuceným oběhem**

V současnosti nepoužívanější a neúčinnější druh chlazení. Chladicí kapalina je vháněna do chladicích kanálků motoru pomocí čerpadla chladicí kapaliny, poháněného například klínovým řemenem od klikového hřídele motoru. U studeného motoru dopravuje čerpadlo chladicí kapalinu od kanálků v bloku motoru a prostorů kolem válců a dále průchody v těsnění do hlavy válců. Odtud kapalina proudí přes termostát, který uzavírá přívod do chladiče, zpátky na sací stranu čerpadla. Po dosažení potřebné provozní teploty motoru otevře termostát vstup do chladiče a kapalina proudí zpět do čerpadla přes chladič (viz Obrázek 2.8). [3]



*1. chladič, 2. termostat, 3. čerpadlo chladicí kapaliny, 4. vodní kanálky v bloku motoru, 5. průchody chladicí kapaliny v hlavě válců*

**Obrázek 2.8: Chladicí systém motoru s nuceným oběhem chladicí kapaliny [3]**

Návrh chladicího systému je volen tak, aby zabezpečil potřebný odvod tepla při plném zatížení automobilu, který se pohybuje rychlostí 12 až 15 km/h, přičemž teplota okolního vzduchu je 40 °C. Množství chladicí kapaliny v chladicím okruhu bývá přibližně 4 až 6násobek zdvihového objemu motoru. Chladicím systémem motoru oběhne přibližně 10 až 15krát za minutu. Podle zdvihového objemu motoru je tedy u osobních automobilů čerpáno 8.000 až 32.000 l/h chladicí kapaliny. Při plynulém odvádění tepla je teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny na motoru pouze 7 až 10 °C. [3]

Za normálních provozních podmínek motoru udržuje termostat teplotu chladicí kapaliny na výstupu z motoru na teplotě 90 až 95 °C. Při vysokých zatíženích zůstává termostat plně otevřen a teplota chladicí kapaliny s nárůstem zatížení vzrůstá. Kritickou je teplota, při níž v chladicím systému začínají vznikat parní bubliny. Při atmosférickém tlaku je to okamžik, kdy na vnější straně válce vzroste teplota na 100 °C. [3]

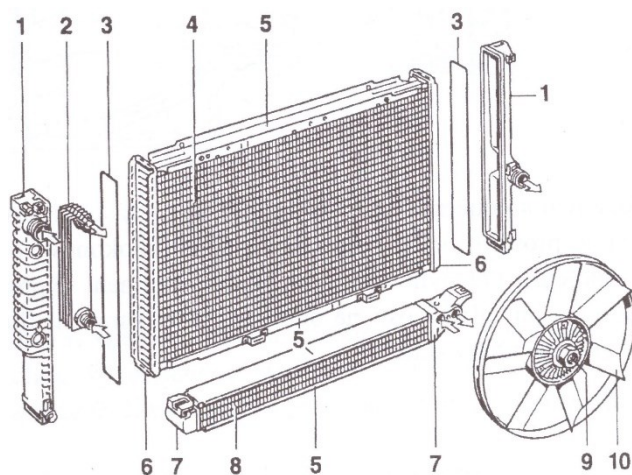
U osobních automobilů se obecně maximální přípustné teploty pohybují v rozmezí 100 až 120 °C. Maximální přípustné tlaky se pohybují v rozmezí 0,13 až 0,20 MPa. [3]

Vyšším tlakem se v chladicím systému zvyšuje bod varu chladicí kapaliny, aniž by došlo k jejímu odpaření. Se zvýšením tlaku o 0,01 MPa se zvyšuje teplota varu o 2 °C. Při přetlaku 0,1 MPa tak vzroste teplota varu na 120 °C a tedy i teplotní spád na chladiči se zvýší o 20 °C. Je tedy možné zmenšit rozměry chladiče, nebo pracovat s vysokou rezervou chladicího systému soustavy. Rovněž je možné docílit vyšší účinnosti chladicího systému. Vyšší provozní teplota motoru vede i ke snížení spotřeby paliva a množství škodlivin ve výfukových plynech. [3]

Jako náplň chladicího systému se používá nemrznoucí směs ředěná destilovanou vodou na příslušný bod tuhnutí (glykolová kapalina). Používá se celoročně, protože obsahuje přísady působící protikorozivně a zamezuje tvorbě usazenin z minerálních látek. [3]

K zajištění dostatečného přívodu čerstvého vzduchu do chladiče, který pracuje jako tepelný výměník vzduch – voda, slouží ventilátor chlazení (viz Obrázek č. 2.9). Ventilátor zabezpečuje průtok chladicího vzduchu průřezy výměníku tepla. [3]

U osobních automobilů se v dnešní době nejčastěji používají chladiče s příčným průtokem (viz Obrázek 2.9), kde chladicí kapalina proudí horizontálně nebo vertikálně z jedné strany chladiče na druhou. [3]



1. skříň s chladicí kapalinou, 2. vzduchový chladič převodového oleje, 3. těsnění, 4. chladič chladicí kapaliny, 5. boční část, 6. dno, 7. olejová skříň, 8. chladič motorového oleje, 9. viskózní spojka, 10. ventilátor

**Obrázek 2.9: Chladič motoru s příčným průtokem [3]**

Jako materiál pro výrobu chladicí sítě (bloku chladiče) se výhradně používají hliníkové slitiny. Komory chladiče, které rozdělují chladicí kapalinu na celý blok chladiče, se dnes vyrábějí z plastu (polyamid zesílený skleněnými vlákny)

#### Výhody kapalinového chlazení:

- rovnoměrné a intenzivní chlazení motoru,
- přesná regulace (nekolísá teplota motoru),
- malá hlučnost,
- čerpadlo a ventilátor odebírají jen malou část výkonu. [2, 3]

#### Nevýhody kapalinového chlazení:

- systém složitý, těžký, náročný na údržbu,
- problémy v extrémních teplotách (možnost přehřátí, zamrznutí chladicí kapaliny). [2, 3]

## 2.2.2 VZDUCHOVÉ CHLAZENÍ

V případě vzduchového chlazení je teplo vzniklé při spalování paliva ve válci motoru odváděno přímo vzduchem z ploch nejvíce tepelně zatížených. Ten je do soustavy chlazení vtlačován, nasáván, nebo pouze náporem při jízdě přejímá teplo a odvádí jej. [3]

Vzduchové chlazení se rozděluje podle toho, jakým způsobem se dosáhne proudění vzduchu:

- chlazení náporové: proudění vzduchu se dosáhne pouze prouděním vozidla, používá se převážně u motocyklů,
- chlazení nucené: oběh zajišťuje ventilátor, který je umístěn vpředu a vtlačuje vzduch do prostoru motoru (přetlakové chlazení), nebo je umístěn na konci prostoru a nasává vzduch do prostoru chlazení (podtlakové chlazení). [3]

Aby byl chladicí účinek co největší, jsou součásti motoru opatřeny žebrovaním, které zvětšuje styčnou plochu pro odvod tepla. [3]

#### Výhody vzduchového chlazení:

- jednoduchost,
- nízké nároky na údržbu a opravy,
- menší hmotnost,
- rychlejší dosáhnutí provozní teploty motoru,
- spolehlivější v extrémních teplotách. [2, 3]

#### Nevýhody vzduchového chlazení:

- hlučnost,
- nízká rovnoměrnost chlazení,
- obtížná regulace,
- ventilátor odebírá nezanedbatelnou část výkonu motoru (5 až 10 %). [2, 3]

### 2.2.3 OLEJOVÉ CHLAZENÍ

Olejové chlazení nemá samostatně dostatečný chladicí účinek, používá se tedy v kombinaci s kapalinovým nebo vzduchovým chlazením, ke zvýšení chladicího účinku u nejzatěžovanějších součástí velkoobjemových motorů. Například válce motoru se chladí vzduchem, hlava motoru olejem. Používá se především u sportovních automobilů a motocyklů. [2]

## 2.3 CHLAZENÍ STACIONÁRNÍCH SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK

Pro chlazení těchto typů zařízení se používají především mikrochladiče (viz Obrázek 2.10 a 2.11) a vzduchové chladiče (viz Obrázek 2.12 a 2.13).

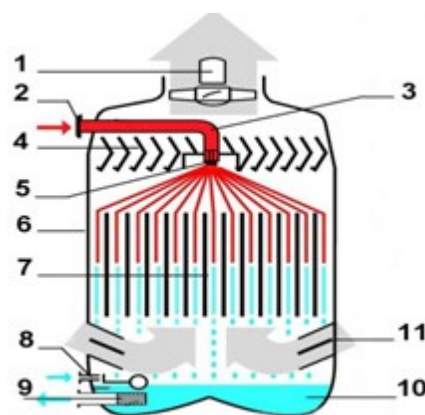
### 2.3.1 MIKROCHLADIČE

Mikrochladiče, v praxi často označované jako mikrověže, jsou mokré atmosférické chladiče průmyslových vod, v nichž je přiváděná voda rozstříkována speciálními tryskami na chladicí výplň, stéká po jejích stěnách a předává teplo proudícímu vzduchu, který je nasávaný ventilátorem, umístěným v horní části mikrochladiče. Jsou určeny pro potřeby chlazení relativně malého množství cirkulačních chladicích vod. Uplatňují se ve výrobních a provozovných s malou potřebou chladicí vody, jsou lehké konstrukce s malými nároky na umístění. Lze je umístit na střechách i volných prostranstvích. Limitujícím faktorem jejich umístění je hlučnost způsobovaná intenzivním sprcháváním vody pod chladicím systémem a hlukem ventilátoru různé intenzity dané konstrukčním uspořádáním. [4, 6]



**Obrázek 2.10: Mikrochladič [7]**

Obecně jsou svou výkonností schopné pokrýt potřebu chladicích vod v rozmezí 3 až 60 l/s, přičemž k zabezpečení většího množství chladicích vod lze řadit mikrochladiče do skupin. Tepelná odolnost funkčních součástí chladicího systému se pohybuje do teplot 80 °C. Při vyšších teplotách dochází k tvarové deformaci chladicího systému a následnému snížení chladicího výkonu. [4]



1. ventilátorová jednotka, 2. příruba přívodního potrubí, 3. vnitřní rozvod vody, 4. eliminátor, 5. rozstřikovací tryska, 6. plášť, 7. chladicí systém, 8. plovákový ventil, 9. odtokové potrubí, 10. nádrž, 11. žaluzie nasávacích otvorů

**Obrázek 2.11: Schéma mikrochladiče [5]**

K zabránění zvýšeného úbytku chladicího média slouží eliminátor. Při proudění chladicího vzduchu mikrochladičem dochází ke strhávání rozstříknutých kapiček vody do proudu vzduchu. Úkolem eliminátoru je tedy odlučovat kapičky vody od vzduchu. Účinnost eliminátorové mříže dosahuje vysokých hodnot, 96 až 99 %. Bez této mříže by únos chladicího média činil cca 5 %. [4]



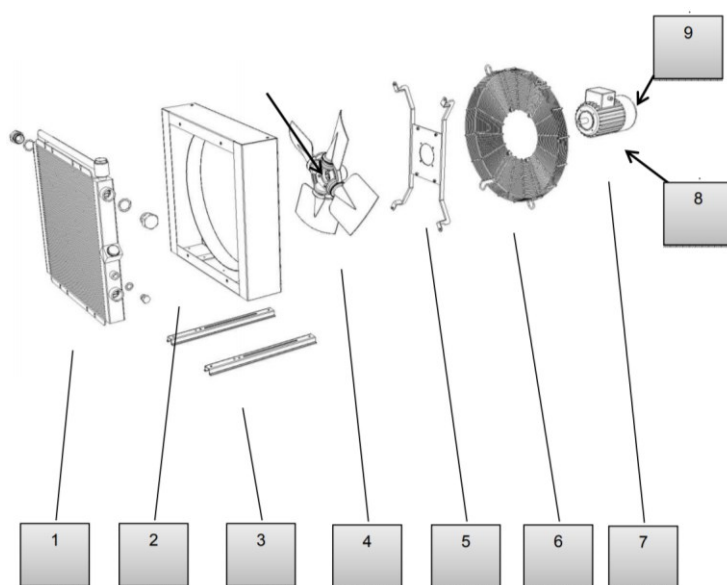
Při chlazení chladicí vody dochází rovněž k odparu. Ten eliminovat nelze – odpařením malého množství chladicí kapaliny dojde k jejímu zchlazení, k odparu tedy dochází záměrně. Odpar se v závislosti na ročním období pohybuje mezi 1,2 a 2,4 % – platí pro teplotní spád 15 °C.

### 2.3.2 VZDUCHOVÉ CHLADIČE

Stejně jako mikrochladiče vzduchové chladiče slouží k odvodu relativně malého množství tepelného výkonu. Rozdíl mezi těmito dvěma zařízeními je ten, že ve vzduchovém chladiči médium (hydraulický olej, směs vody a glykolu) nepřichází do styku s okolním vzduchem přímo, ale proudí odděleně v uzavřeném okruhu. Nejedná se tedy o směšovací výměník tepla ale rekuperační.



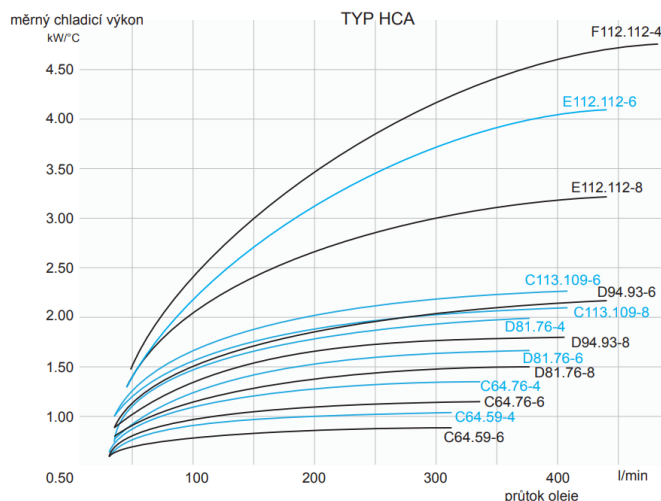
Obrázek 2.12: Vzduchový chladič [11]



1. chladicí registr, 2. tělo chladiče, 3. podpůrné nohy, 4. ventilátor, 5. držák motoru, 6. ochranná mříž, 7. pohon, 8. konzole motoru, 9. oběhové čerpadlo

Obrázek 2.13: Vzduchový chladič [17]

Při volbě vzduchového chladiče se vychází z měrného tepelného výkonu. Je to poměr potřebného chladicího výkonu k rozdílu maximální teploty chladicího média a požadované teploty chladicího média na výstupu z chladiče. Podle výsledného měrného chladicího výkonu a průtoku chladicího média se z diagramu určí vyhovující typ vzduchového chladiče (viz Obrázek 2.14).



**Obrázek 2.14: Příklad charakteristiky vzduchových chladičů [17]**

Výhodou tohoto typu chladiče je vysoký rozsah regulace. Spodní hranice chladicího výkonu je limitována pouze podmínkou turbulentního proudění – při proudění v přechodové, nebo laminární oblasti citelně klesá hodnota koeficientu přestupu tepla, což má za následek nižší chladicí výkon, než je požadovaný.

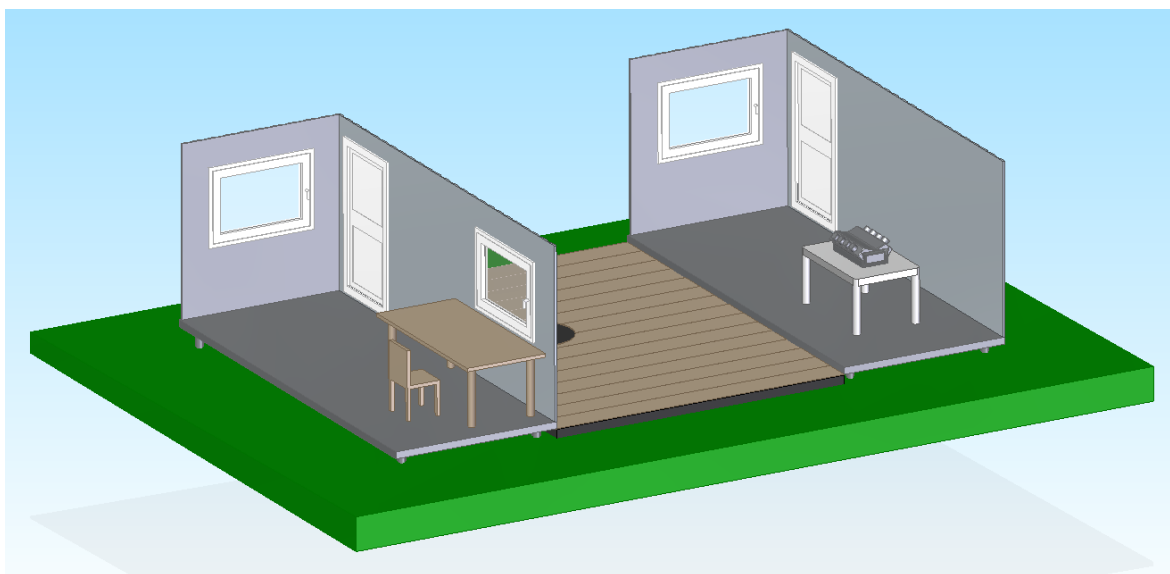
Regulace je možná několika způsoby. Buď pomocí změny průtoku chladicího média (regulace čerpadla), nebo pomocí integrovaných bypassů, kdy část chladicího média je odkloněna mimo chladicí registr.

### 3. NÁVRH SYSTÉMU CHLAZENÍ

Měřicí stanoviště, kde bude vybudován experimentální měřicí stand, se nachází v Ostravě Porubě, na ulici Krásnopolská. Sestává se ze dvou kontejnerů (viz Obrázek 3.1 a 3.2), přičemž v jednom bude umístěn měřicí stand se spalovacími motory, a ve druhém zázemí pro obsluhu a řídicí a zaznamenávací systém.



Obrázek 3.1: Měřicí stanoviště [autor]



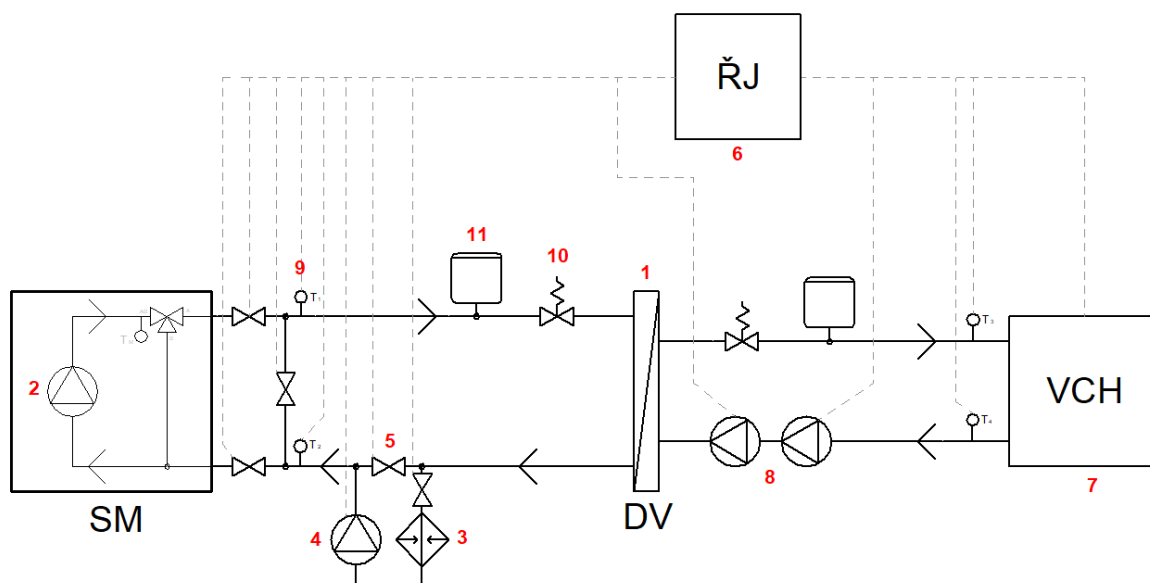
Obrázek 3.2: Vizualizace měřicího stanoviště [autor]

Chladicí systém (viz Obrázek 3.3) bude rozdělen na 2 okruhy, které budou od sebe odděleny deskovým výměníkem (1).

Cirkulaci chladicí směsi v okruhu motor – deskový výměník bude zajišťovat původní integrované čerpadlo chladicího systému motoru (2). V tomto okruhu bude rovněž vytvořen obchvat osazený průtokovým ohříváčem (3), určeným k předehřevu chladicí směsi a oběhovým čerpadlem (4), určeným k cirkulaci chladicí směsi během předehřevu. K řízení směru průtoku chladicí směsi při jednotlivých provozních stavech (předehřev chladicí směsi a při spuštění motoru) budou složiti uzavírací ventily (5) napojené na řídicí jednotku (6).

Jako chladicí jednotku volím vzduchový chladič (7). Cirkulaci chladicí směsi v okruhu deskový výměník – vzduchový chladič budou zajišťovat oběhová čerpadla (8).

Oba okruhy budou osazeny teplotními čidly (9) napojenými na řídicí jednotku a bezpečnostními prvky – pojistnými ventily (10) a expanzními nádobami (11).



Obrázek 3.3: Schéma chladicího systému [autor]

### 3.1 NADIMENZOVÁNÍ SYSTÉMU CHLAZENÍ

Měření se budou provádět jak na zážehových i vznětových motorech. Energetické bilance zážehového a vznětového motoru jsou znázorněny v Sankeyově diagramu – obrázky 2.1 a 2.2.

Tabulka 3.1: Energetická bilance pro motory o daných výkonech [autor]

	<b>Zážehový 40 kW</b>	<b>Zážehový 100 kW</b>	<b>Vznětový 40 kW</b>	<b>Vznětový 100 kW</b>
<b>Energie přivedená v palivu</b>	114 ÷ 160 kW	285 ÷ 400 kW	88,9 ÷ 133,3 kW	222,3 ÷ 333,3 kW
<b>Nespálené palivo</b>	0 ÷ 16 kW	0 ÷ 40 kW	0 ÷ 13,3 kW	0 ÷ 33,3 kW
<b>Teplo odvedené chlazením</b>	13,7 ÷ 48 kW	34,3 ÷ 120 kW	13,3 ÷ 46,7 kW	33,3 ÷ 116,8 kW
<b>Sálání tepla do okolí</b>	0 ÷ 8 kW	0 ÷ 20 kW	0 ÷ 6,7 kW	0 ÷ 16,8 kW
<b>Odvod tepla výfukovými plyny</b>	34,2 ÷ 88 kW	85,5 ÷ 220 kW	22,2 ÷ 60 kW	55,5 ÷ 150 kW
<b>Mechanické ztráty</b>	5,7 ÷ 16 kW	14,3 ÷ 40 kW	4,4 ÷ 13,3 kW	11 ÷ 33,3 kW

Z tabulky 3.1 je zřejmé, že v závislosti na druhu motoru a jeho výkonu bude potřeba navrhnout takový chladicí systém, který zvládne odvést z motoru 13,3 ÷ 120 kW tepelné energie.

### 3.2 CHLADICÍ MÉDIUM

Vzhledem k teplotám, které v zimním období v našich zeměpisných šířkách obvykle klesají pod 0 °C, je nutné použít takové chladicí médium, které má nižší teplotu tuhnutí, než je teplota venkovní. Samostatná voda tedy nepřipadá v úvahu – měření nebudou probíhat nepřetržitě, bez tepla převzatého z motoru by při nižších teplotách voda zamrzla, což by mělo za následek poškození, či dokonce zničení jednotlivých zařízení nebo rozvodného potrubí. I v případě, že by k žádnému poškození nedošlo, nebylo by možné systém chlazení zapnout, muselo by se počkat, až kapalina rozmrzne.

Navrhuji tedy použít směs 50 % destilované vody a 50 % propylenglykolu. Vzniklá směs má teplotu tuhnutí rovnu -30 °C, což usuzuji, že je dostačující. Bod varu této směsi je 110°C. Další vlastnosti této směsi, v závislosti na teplotě, potřebné pro výpočet rozvodného potrubí, jsou vyznačeny v tabulce 3.2.

**Tabulka 3.2: Fyzikální vlastnosti chladicí směsi v závislosti na teplotě [12]**

	$c_p$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\rho$ [kg·m <sup>-3</sup> ]	$\nu$ [m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$\lambda$ [W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Pr [1]
<b>t = 20 °C</b>	3626	1037	6,703*10 <sup>-6</sup>	0,382	6,29
<b>t = 30 °C</b>	3651	1030	3,838*10 <sup>-6</sup>	0,382	5,17
<b>t = 40 °C</b>	3675	1022	2,861*10 <sup>-6</sup>	0,382	4,01
<b>t = 50 °C</b>	3699	1014	1,895*10 <sup>-6</sup>	0,382	3,25
<b>t = 60 °C</b>	3721	1006	1,501*10 <sup>-6</sup>	0,383	2,53
<b>t = 70 °C</b>	3743	998	1,099*10 <sup>-6</sup>	0,383	2,39
<b>t = 80 °C</b>	3763	989	8,283*10 <sup>-7</sup>	0,383	2,10
<b>t = 90 °C</b>	3784	981	7,199*10 <sup>-7</sup>	0,384	1,86
<b>t = 100 °C</b>	3804	973	6,185*10 <sup>-7</sup>	0,385	1,65

### 3.3 DESKOVÝ VÝMĚNÍK

Chladicí systém bude rozdělen na dva okruhy. A to na okruh motor – deskový výměník a okruh deskový výměník – vzduchový chladič. Pro přenos tepelné energie mezi těmito okruhy navrhuji použít deskový výměník SWEP B35HX40 (viz Obrázek 3.4).



**Obrázek 3.4: Deskový výměník tepla SWEP B35HX40 [21]**

Výpočet průtoku chladicí směsi deskovým výměníkem je uveden v příloze A.

Tlaková ztráta tohoto typu deskového výměníku se v závislosti na průtoku chladicí směsi bude pohybovat v rozmezí 6 až 27 kPa na straně okruhu motor – deskový výměník a 1 až 3 kPa na straně okruhu deskový výměník – vzduchový chladič. [22]

### 3.4 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU MOTOR – DESKOVÝ VÝMĚNÍK

Původní chladič motoru bude odmontován a nahrazen rozvodným potrubím, připojeným příslušnou redukcí na vývodní potrubí chladicího systému motoru a deskovým výměníkem. Vývodní potrubí bude osazeno uzavíracími ventily – aby při výměně motoru nedošlo k úniku chladicí směsi. Chladicí systém motorů bývá zpravidla navržen tak, že teplota chladicí směsi na výstupu z motoru má teplotu 95 °C. Teplotní spád bývá cca 10 °C. Budu tedy počítat s těmito hodnotami. Množství tepelné energie potřebné odvést systémem chlazení se bude pohybovat v rozmezí 13,3 kW ÷ 120 kW.

Maximální rychlost proudění ve vodovodním plastovém potrubí by se měla pohybovat do  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Při návrhu vnitřního průměru potrubí budu tedy počítat s rychlostí proudění  $w_1 = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , ale s tím, že navrhnu normalizovanou trubku s o řadu větším průměrem. Skutečná rychlost proudění tedy bude nižší.

Vnitřní průměr potrubí:

- hustota chladicí směsi při teplotě 95 °C  $\rho_{ch,95^\circ\text{C}} = 977 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- hustota chladicí směsi při teplotě 85 °C  $\rho_{ch,85^\circ\text{C}} = 985 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{1max} = 3,171 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{1max}}{\pi * w_1 * \frac{\rho_{ch,95^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 * 3,163}{\pi * 2 * \frac{977 + 985}{2}}} = 0,0454 \text{ m} = 45,4 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Volím trubku DN75x12,5, PN20 – materiál polypropylen (PPR), pro teplou vodu a topení.

- vnější průměr  $D_1 = 75 \text{ mm}$
- tloušťka stěny  $x_1 = 12,5 \text{ mm}$
- vnitřní průměr  $d_{1,sk} = 50 \text{ mm}$

Skutečná rychlost proudění:

$$w_{1sk,max} = \frac{4 * \dot{m}_{1max}}{\pi * d_{1,sk}^2 * \frac{\rho_{ch,95^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{4 * 3,171}{\pi * 0,05^2 * \frac{977 + 985}{2}} = 1,649 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2)$$

Skutečná rychlost proudění je v rozmezí doporučených hodnot. Tato rychlost platí pro nejvyšší potřebný chladicí výkon, a to 120 kW. V případě nejnižšího možného potřebného chladicího výkonu 13,3 kW bude rychlost proudění následující:

Skutečná rychlost proudění:

- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{1\min} = 0,359 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

$$w_{1\text{ sk},\min} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1\min}}{\pi \cdot d_{1,\text{sk}}^2 \cdot \frac{\rho_{\text{ch},95^\circ\text{C}} + \rho_{\text{ch},85^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{4 \cdot 0,359}{\pi \cdot 0,05^2 \cdot \frac{977 + 985}{2}} = 0,187 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3)$$

Dle typu motoru a jeho výkonu se rychlost proudění chladicí směsi bude pohybovat v rozmezí  $0,187 \div 1,649 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 3.5 EXTERNÍ CHLADIČ

Ze dvou nabízených možností – mikrochladič a vzduchový chladič, jsem se z důvodu použitého chladicího média – směsi vody s propylenglykolem, rozhodl použít vzduchový chladič. Při chlazení média v mikrochladiči dochází totiž k jeho částečnému odparu. Propylenglykol sice není zdravotně závadný, ale jeho cena je několikanásobně vyšší než cena vody. Z ekonomického hlediska se tedy vyplatí použít takový chladič, ve kterém chladicí médium proudí v uzavřeném okruhu.

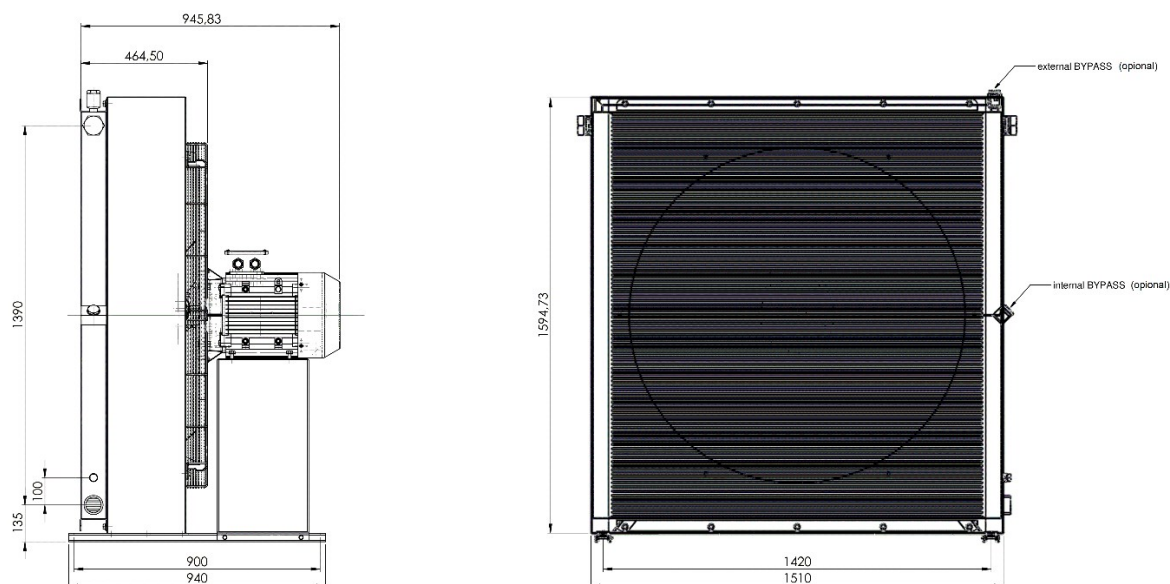
Z důvodu efektivnějšího odvodu tepla a větších rozměrů zařízení bude chladič umístěn na střechu kontejneru a vhodně zastřešen z důvodu ochrany před okolními vlivy.

Vytvořil jsem poptávku u společnosti Hennlich s.r.o. s následujícími parametry:

- minimální chladicí výkon  $Q_{1,\min} = 13,3 \text{ kW}$
- maximální chladicí výkon  $Q_{1,\max} = 120 \text{ kW}$
- chladicí médium směs 50 % destilovaná voda a 50 % propylenglykol
- teplota chladicí směsi na vstupu do chladiče  $t_3 = 75^\circ\text{C}$
- teplota chladicí směsi na výstupu z chladiče  $t_4 = 45^\circ\text{C}$

Byla mi zaslána nabídka na vzduchový chladič typu HCA-D150.149 (viz Obrázek 3.5, 3.6 a 3.7).





Obrázek 3.5: Vzduchový chladič Hennlich HCA-D150.149 [20]

Měrný tepelný výkon:

$$Q_{m \max} = \frac{Q_{1, \max}}{t_3 - t_4} = \frac{120}{75 - 45} = 4 \text{ kW} \cdot ^\circ \text{C}^{-1} \quad (3.4)$$

$$Q_{m \min} = \frac{Q_{1, \min}}{t_3 - t_4} = \frac{13,3}{75 - 45} = 0,44 \text{ kW} \cdot ^\circ \text{C}^{-1} \quad (3.5)$$

Průtok chladicí směsi chladičem:

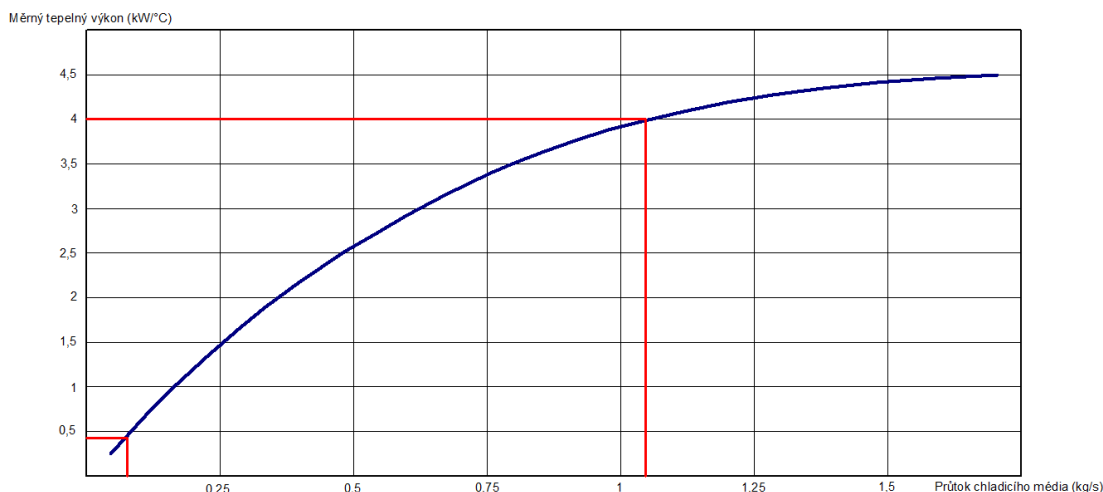
- měrná tep. kapacita chl. směsi při teplotě 75 °C  $c_{p \text{ chl}, 75^\circ \text{C}} = 3,753 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- měrná tep. kapacita chl. směsi při teplotě 45 °C  $c_{p \text{ chl}, 45^\circ \text{C}} = 3,685 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\dot{m}_{2 \max} = \frac{Q_{1, \max}}{\frac{c_{p \text{ chl}, 75^\circ \text{C}} + c_{p \text{ chl}, 45^\circ \text{C}}}{2} \cdot (t_3 - t_4)} = \frac{120}{\frac{3,753 + 3,685}{2} \cdot (75 - 45)} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{2 \max} = 1,078 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

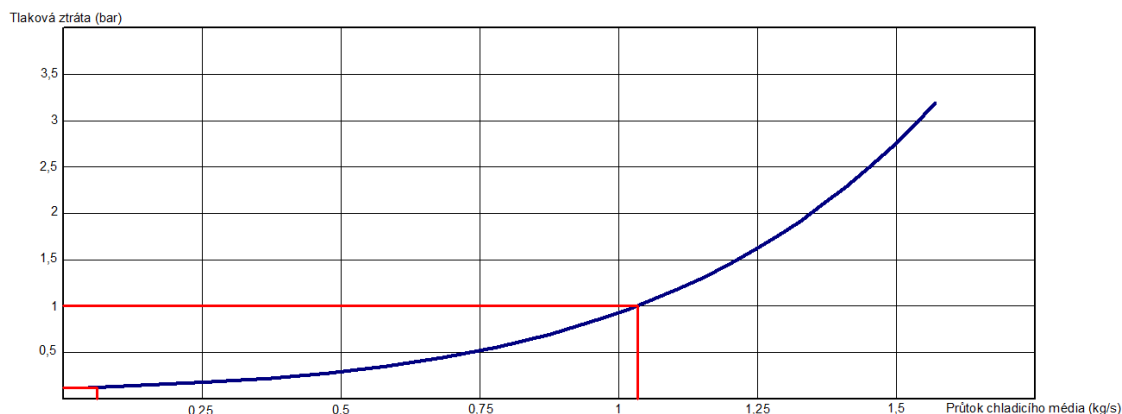
$$\dot{m}_{2 \min} = \frac{Q_{1, \min}}{\frac{c_{p \text{ chl}, 75^\circ \text{C}} + c_{p \text{ chl}, 45^\circ \text{C}}}{2} \cdot (t_3 - t_4)} = \frac{13,3}{\frac{3,753 + 3,685}{2} \cdot (75 - 45)} \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{2 \min} = 0,119 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$



**Obrázek 3.6: Výkonová charakteristika vzduchového chladiče Hennlich HCA-D150.149 [20]**

Vybraný typ vzduchového chladiče vyhovuje požadovaným parametrům.



**Obrázek 3.7: Ztrátová charakteristika vzduchového chladiče Hennlich HCA-D150.149 [20]**

V závislosti na potřebném chladicím výkonu se tlaková ztráta bude pohybovat v rozmezí od 0,1 do 1 barů, čili od 10 do 100 kPa.

### 3.6 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK – EXTERNÍ CHLADIČ

Potrubí bude vyvedeno z deskového chladiče na střechu kontejneru, kde se bude nacházet vzduchový chladič.

Jako v případě návrhu potrubí pro okruh motor – deskový výměník, budu počítat s maximální rychlostí proudění směsi  $w_2 = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a při návrhu zvolím o řád větší průměr potrubí.

#### Vnitřní průměr potrubí:

- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{2\max} = 1,078 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- hustota chladicí směsi při teplotě  $75^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,75^\circ\text{C}} = 993 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- hustota chladicí směsi při teplotě  $45^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,45^\circ\text{C}} = 1017 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{2\max}}{\pi * w_2 * \frac{\rho_{ch,75^\circ\text{C}} + \rho_{ch,45^\circ\text{C}}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 * 1,078}{\pi * 2 * \frac{993 + 1017}{2}}} = 0,0261 \text{ m} = 26,1 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Volím trubku DN40x6,7, PN20 – materiál polypropylen (PPR), pro teplou vodu a topení.

- vnější průměr  $D_2 = 40 \text{ mm}$
- tloušťka stěny  $x_2 = 6,7 \text{ mm}$
- vnitřní průměr  $d_{2,sk} = 26,6 \text{ mm}$

#### Skutečná rychlost proudění:

$$w_{2\ sk,\max} = \frac{4 * \dot{m}_{2\max}}{\pi * d_{2,sk}^2 * \frac{\rho_{ch,75^\circ\text{C}} + \rho_{ch,45^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{4 * 1,078}{\pi * 0,0266^2 * \frac{993 + 1017}{2}} = 1,921 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.9)$$

Skutečná rychlost proudění je v rozmezí doporučených hodnot. Rychlost proudění v případě nejnižšího možného výkonu bude následující:

#### Skutečná rychlost proudění:

- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{2\min} = 0,119 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

$$w_{2\ sk,\min} = \frac{4 * \dot{m}_{2\min}}{\pi * d_{2,sk}^2 * \frac{\rho_{ch,75^\circ\text{C}} + \rho_{ch,45^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{4 * 0,119}{\pi * 0,0266^2 * \frac{993 + 1017}{2}} = 0,214 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.10)$$

Dle typu motoru a jeho výkonu se rychlost proudění chladicí směsi bude pohybovat v rozmezí  $0,214 \div 1,921 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 3.7 PŘEDEHŘEV CHLADICÍ SMĚSI

Po nastartování spalovacího motoru dochází nejprve k ohřevu chladicí směsi v takzvaném malém okruhu, po dosažení provozní teploty sepne integrovaný termostat a směs je puštěna na chladič – velký okruh, a ochlazená proudí zpět do motoru. V našem případě je chladič nahrazen rozvodným potrubím a deskovým výměníkem – množství chladicí směsi v rozvodném potrubí a deskovém výměníku bude několikanásobně vyšší, než v původním chladiči. Pokud by směs přehřívána nebyla, způsobilo by to zvýšené namáhání součástí motoru vlivem opakovaných prudkých změn teplot (z cca 95 °C na teplotu okolí) – docházelo by k tepelným dilatacím. Dalším důvodem, proč přehřev použít, je urychlit uvedení motoru do požadovaných provozních podmínek pro měření.

Navrhuji tedy před spuštěním motoru nahřát chladicí směs na provozní teplotu motoru. K tomuto účelu bude na okruhu motor – deskový výměník vytvořen obchvat, který bude obsahovat průtokový ohřívač (viz Obrázek 3.8).



Obrázek 3.8: Průtokový ohřívač vody FOT 3,7 [18]

Tento průtokový ohřívač o výkonu 3,7 kW je omezen maximální teplotou výstupní kapaliny na 70 °C. V případě překročení této teploty dojde k přepálení trubičkové pojistky a následnému odstavení přístroje. Maximální výstupní teplota kapaliny není omezena z důvodu odolnosti zařízení, ale z důvodu bezpečnostního. Kontaktoval jsem prodejce a bylo mi řečeno, že lze tuto pojistku z přístroje vyjmout a dosáhnout tak vyšší výstupní teploty, v našem případě 85 °C. Maximální rychlost proudění je dána  $16 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  [19]

Průměr přípoje průtokového ohřívače je menší, než průměr rozvodného potrubí, potrubí obchvatu bude tedy jiného rozměru. Volím potrubí PPR DN32x5,4, PN20.

- vnější průměr  $D_{bypass} = 32 \text{ mm}$
- tloušťka stěny  $x_{bypass} = 5,4 \text{ mm}$
- vnitřní průměr  $d_{bypass} = 21,2 \text{ mm}$

#### Skutečný hmotnostní průtok chladicí směsi:

- hustota chladicí směsi při teplotě  $20^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,20^\circ\text{C}} = 1\,037 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- hustota chladicí směsi při teplotě  $85^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,85^\circ\text{C}} = 985 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- objemový průtok chladicí směsi  $\dot{V}_0 = 0,267 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\dot{m}_{0,sk} = \dot{V}_0 * \frac{\rho_{ch,20^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2} = 0,267 * \frac{1,037 + 0,985}{2} = 0,272 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.11)$$

#### Skutečná rychlost proudění:

$$w_{bypass,sk} = \frac{4 * \dot{m}_{0,sk}}{\pi * d_{bypass} * \frac{\rho_{ch,20^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{4 * 0,272}{\pi * 0,0212^2 * \frac{1037 + 985}{2}} \quad (3.12)$$

$$w_{bypass,sk} = 0,762 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění se pohybuje v předepsaných mezích.

### 3.7.1 DOBA PŘEDEHŘEVU CHLADICÍ SMĚSI

Celková délka rozvodného potrubí v okruhu motor – deskový výměník bude 4 metry. Objem deskového výměníku odhaduji na 4 litry. V případě, že počáteční teplota chladicí směsi bude  $20^\circ\text{C}$  a zanedbáme tepelné ztráty, bude doba přehřevu následující:

#### Objem rozvodného potrubí:

- délka potrubí  $l_1 = 4 \text{ m}$
- délka potrubí  $l_{bypass} = 1 \text{ m}$

$$V_{1,p} = \frac{\pi * d_{1,sk}^2}{4} * l_1 + \frac{\pi * d_{bypass}^2}{4} * l_{bypass} = \frac{\pi * 0,05^2}{4} * 4 + \frac{\pi * 0,0212^2}{4} * 1 = 0,008 \text{ m}^3 \quad (3.13)$$

#### Objem chladicího okruhu:

- Objem deskového výměníku  $V_{dv} = 0,004 \text{ m}^3$

$$V_{1,celk} = V_{1,p} + V_{dv} = 0,008 + 0,004 = 0,012 \text{ m}^3 \quad (3.14)$$

Hmotnost chladicí směsi:

$$m_{0,celk} = V_{1,celk} * \frac{\rho_{ch,20^\circ C} + \rho_{ch,85^\circ C}}{2} = 0,012 * \frac{1037 + 985}{2} = 12,154 \text{ kg} \quad (3.15)$$

Hmotnostní průtok chladicí směsi:

- výkon průtokového ohřivače  $Q_0 = 3,7 \text{ kW}$
- měrná tep. kapacita chl. směsi při teplotě  $20^\circ C$   $c_{p\ ch,20^\circ C} = 3,626 \text{ kJ} * \text{kg}^{-1} * K^{-1}$
- měrná tep. kapacita chl. směsi při teplotě  $85^\circ C$   $c_{p\ ch,85^\circ C} = 3,774 \text{ kJ} * \text{kg}^{-1} * K^{-1}$
- počáteční teplota chladicí směsi  $t_0 = 20^\circ C$
- žádaná teplota na vstupu do motoru  $t_2 = 85^\circ C$

$$\dot{m}_0 = \frac{Q_0}{\frac{c_{p\ ch,20^\circ C} + c_{p\ ch,85^\circ C}}{2} * (t_2 - t_0)} = \frac{3,7}{\frac{3,626 + 3,774}{2} * (85 - 20)} = 0,015 \text{ kg} * \text{s}^{-1} \quad (3.16)$$

Doba ohřevu chladicí směsi:

$$\tau_0 = \frac{m_{0,celk}}{\dot{m}_0} = \frac{12,154}{0,015} = 810 \text{ s} = \sim 14 \text{ min} \quad (3.17)$$

### 3.8 ODVOD TEPLA Z PRACOVISTĚ

Při práci pístového spalovacího motoru dochází rovněž k sálání tepla z bloku motoru do okolí. V našem případě může hodnota tepelného výkonu předávaného do okolního vzduchu dosáhnout až 20 kW (viz Tabulka 3.1). Rovněž je zapotřebí počítat s tepelnými ztrátami rozvodného potrubí chladicího systému. Celková délka trubek uvnitř kontejneru bude 4,5 metrů. Teplotu vzduchu uvnitř kontejneru předpokládám  $25^\circ C$ . Z důvodu snahy snížit co nejvíce tepelné ztráty uvnitř kontejneru bude potrubí uvnitř kontejneru zaizolováno.

Výpočet součinitele přestupu tepla je uveden v příloze B.

Navrhuji zaizolovat potrubí minerální vlnou ROCKWOLL (viz Obrázek 3.9).



Obrázek 3.9: Izolační pouzdro ROCKWOLL [13]

Charakteristika izolačního pouzdra:

- vnitřní průměr izolace  $d_{1,iz} = 75 \text{ mm}$
- vnější průmět izolace  $D_{1,iz} = 135 \text{ mm}$
- tloušťka izolace  $x_{1,iz} = 30 \text{ mm}$
- tepelná vodivost iz. materiálu při teplotě  $95 \text{ }^{\circ}\text{C}$   $\lambda_{iz,95 \text{ }^{\circ}\text{C}} = 0,039 \text{ W} * \text{m}^{-1} * \text{K}^{-1}$
- tepelná vodivost iz. materiálu při teplotě  $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$   $\lambda_{iz,85 \text{ }^{\circ}\text{C}} = 0,038 \text{ W} * \text{m}^{-1} * \text{K}^{-1}$  [14]

Výpočet tepelných ztrát rozvodného potrubí je uveden v příloze C.

V případě nezaizolovaného potrubí je celková tepelná ztráta přibližně 4,5 krát vyšší, než u zaizolovaného. Doporučuji tedy izolaci použít. Celkový tepelný výkon, který bude zapotřebí z kontejneru odvést, se pohybuje v rozmezí 0,08 až 20,08 kW. Objekt – kontejner není nijak tepelně zaizolován a bude z části prosklený, předpokládám tedy, že tepelné ztráty tohoto objektu budou natolik vysoké, že se teplo převzaté z motoru a rozvodného potrubí odvede samovolně ven. Pro případ zvýšené venkovní teploty – během letního období doporučuji dostatečné větrání pojistit axiálním nástěnným ventilátorem. Navrhuji použít průmyslový ventilátor Dalap RAP TURBO 250 s průtokem vzduchu  $1\,600 \text{ m}^3 * \text{h}^{-1}$  (viz Obrázek 3.10). Vzduch v kontejneru o objemu  $25 \text{ m}^3$  zvládne za hodinu tento ventilátor vyměnit přibližně šedesátkrát, což považuji za dostačující.



Obrázek 3.10: Průmyslový ventilátor Dalap RAP TURBO 250 [16]

### 3.9 OBĚHOVÁ ČERPADLA

Chladicí systém bude obsahovat čerpadlo, které bude sloužit k cirkulaci chladicí směsi během přehřevu v okruhu motor – deskový výměník a čerpadlo, které bude zajišťovat oběh chladicí kapaliny v okruhu deskový výměník – vzduchový chladič.

#### 3.9.1 OBĚHOVÉ ČERPADLO OKRUHU MOTOR – DESKOVÝ VÝMĚNÍK

Jak již bylo dříve řečeno, cirkulaci chladicí směsi v okruhu motor – deskový výměník bude zajišťovat původní čerpadlo chladicího systému integrované v motoru. Z důvodu snahy zbytečně nezvyšovat odpor sítě, který bude muset integrované čerpadlo překonat, bude v tomto okruhu vytvořen obchvat osazený průtokovým ohřívačem a čerpadlem.

Výpočet tlakových ztrát potrubí je uveden v příloze D.

Výtlačná výška čerpadla:

- Gravitační konstanta  $g = 9,807 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$H_0 = \frac{\Delta p_0}{\frac{\rho_{ch,20^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2} * g} = \frac{7460}{\frac{1037 + 985}{2} * 9,807} = 0,75 \text{ m} \quad (3.18)$$

Nyní podle charakteristiky čerpadel vybereme takové, které bude vyhovovat požadovaným parametrům.

Objemový průtok čerpadla:

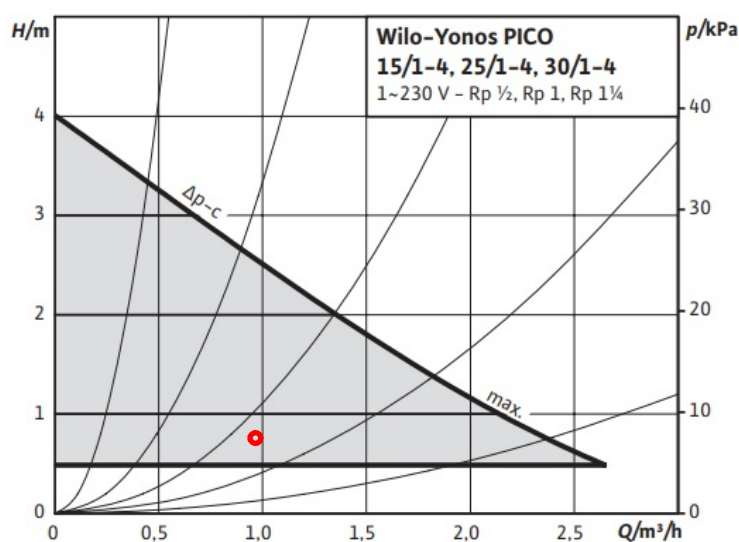
$$\dot{V}_0 = \frac{\dot{m}_{0,sk}}{\frac{\rho_{ch,20^\circ\text{C}} + \rho_{ch,85^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{0,272}{\frac{1037 + 985}{2}} = 0,0002 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,968 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.19)$$

Navrhuji použít čerpadlo Wilo – Yonos PICO 25/1-4 (viz Obrázek 3.11 a 3.12).





Obrázek 3.11: Čerpadlo řady Wilo – Yonos PICO [25]



Obrázek 3.12: Charakteristika Wilo – Yonos PICO 25/1-4 [26]

Z charakteristiky je zřejmé, že vybrané čerpadlo vyhovuje požadovaným parametrům.

### 3.9.2 OBĚHOVÉ ČERPADLO OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK – VZDUCHOVÝ CHLADIČ

Dle průtoku chladicí směsi se tlaková ztráta deskového výměníku na straně vzduchového chladiče pohybuje v rozmezí 1 až 3 kPa. Tlaková ztráta vzduchového chladiče se bude pohybovat v rozmezí 10 až 100 kPa. Dále je potřeba učit tlakovou ztrátu potrubí. Celková délka potrubí tohoto okruhu je 4 metry na vstupu do chladiče, 4,5 metrů na výstupu z chladiče.

Výpočet tlakových ztrát potrubí je uveden v příloze E.

Výtlačná výška čerpadla:

$$H_{2,max} = \frac{\Delta p_{2,max}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2} * g} = \frac{174022}{\frac{993 + 1017}{2} * 9,807} = 17,66 \text{ m} \quad (3.20)$$

$$H_{2,min} = \frac{\Delta p_{2,min}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2} * g} = \frac{11888}{\frac{993 + 1017}{2} * 9,807} = 1,21 \text{ m} \quad (3.21)$$

Objemový průtok čerpadla:

$$\dot{V}_{2,max} = \frac{\dot{m}_{2,max}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2}} = \frac{1,078}{\frac{993 + 1017}{2}} = 0,001 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1} = 3,832 \text{ m}^3 * \text{h}^{-1} \quad (3.22)$$

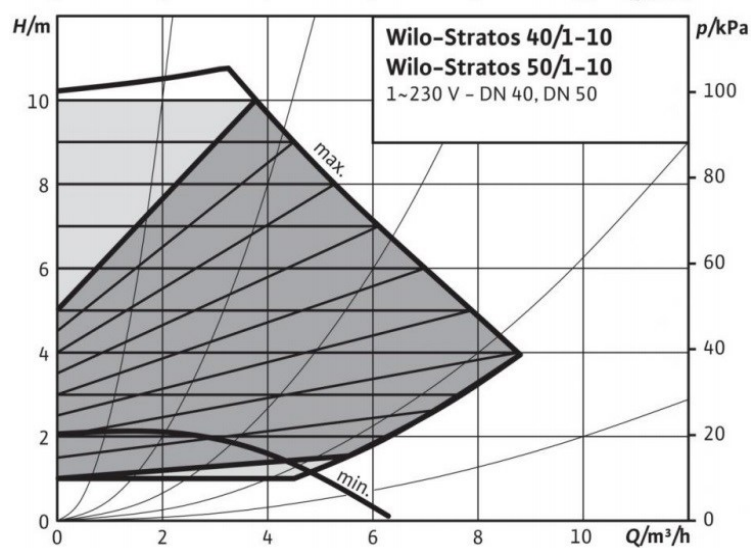
$$\dot{V}_{2,min} = \frac{\dot{m}_{2,min}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2}} = \frac{0,119}{\frac{993 + 1017}{2}} = 0,000 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1} = 0,426 \text{ m}^3 * \text{h}^{-1} \quad (3.23)$$

Z důvodu vysoké tlakové ztráty při maximálním výkonu bude potřeba použít dvě sériově zapojená čerpadla. Navrhují čerpadla Wilo – Stratos 40/1-12 (viz Obrázek 3.13 a 3.14).



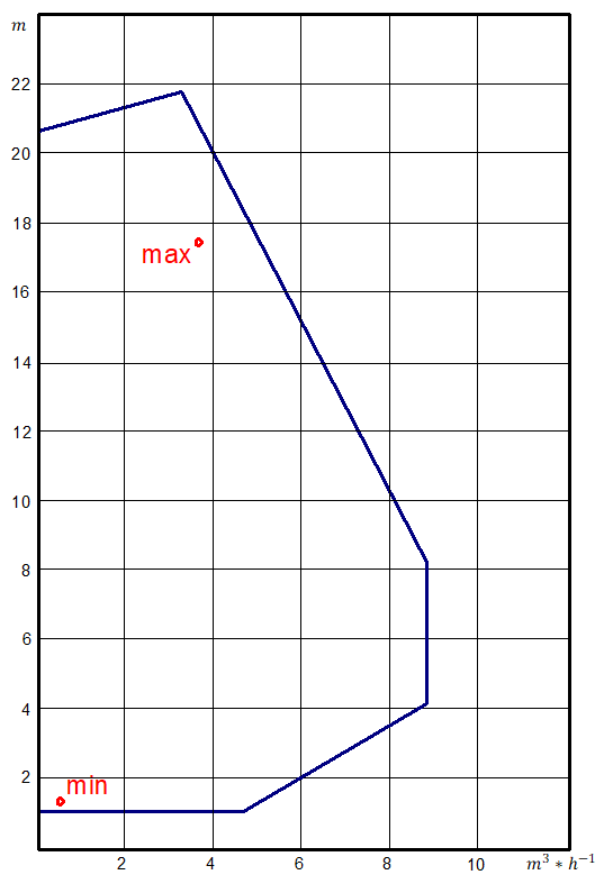
Obrázek 3.13: Čerpadlo řady Wilo – Stratos [35]

Charakteristika tohoto čerpadla vypadá následovně:



Obrázek 3.14: Charakteristika Wilo – Stratos 40/1-12 [36]

Součtem dvou těchto charakteristik vznikne charakteristika následující:



Obrázek 3.15: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 40/1-12 [autor]

Po nanesení vypočítaných hodnot do charakteristiky (viz Obrázek 3.15) je zřejmé, že dvě čerpadla typu Wilo – Stratos 40/1-12 vyhovují požadovaným parametrům.

### 3.10 EXPANZNÍ NÁDOBY

Při změnách teplot pracovního média dochází rovněž ke změně ostatních fyzikálních veličin – v tomto případě nás zajímá hlavně objem. Při ohřevu chladicího média dochází ke zvětšení jeho objemu a je tedy zapotřebí tento rozdíl kompenzovat. Pro tento účel navrhuji použít expanzní nádoby.

#### 3.10.1 EXPANZNÍ NÁDOBA OKRUHU MOTOR – DESKOVÝ VÝMĚNÍK

Při výpočtu budu předpokládat výchozí teplotu chladicí směsi 20 °C (při napuštění soustavy) a konečnou 95 °C. Objem chladicího systému motoru neznám, budu předpokládat, že bude přibližně roven objemu deskového výměníku.

Celkový objem chladicího okruhu:

- objem deskového výměníku  $V_{dv} = 0,004 \text{ m}^3$
- objem chladicího systému motoru  $V_m = 0,004 \text{ m}^3$
- objem rozvodného potrubí  $V_{1,p} = 0,008 \text{ m}^3$

$$V_{1,celk} = V_{1,p} + V_{dv} + V_m = 0,008 + 0,004 + 0,004 = 0,016 \text{ m}^3 \quad (3.24)$$

Hmotnost chladicí směsi:

- hustota chladicí směsi při teplotě 20 °C  $\rho_{ch,20^\circ C} = 1\,037 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$m_{1,celk} = V_{1,celk} \cdot \rho_{ch,20^\circ C} = 0,016 \cdot 1\,037 = 16,592 \text{ kg} \quad (3.25)$$

Objem chladicí směsi po ohřevu na konečnou teplotu:

- hustota chladicí směsi při teplotě 95 °C  $\rho_{ch,95^\circ C} = 977 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$V_{1,max,celk} = \frac{m_{1,celk}}{\rho_{ch,95^\circ C}} = \frac{16,592}{977} = 0,017 \text{ m}^3 \quad (3.26)$$

Rozdíl v objemu chladicí směsi během teploty 20 °C a 95 °C je 0,001 m<sup>3</sup>, tedy 1 litr. Jelikož sériově vyráběné expanzní nádoby se o tak malých objemem nevyrábějí, jsem nucen navrhnout nádobu s mnohem větším objemem. Navrhuji tedy použít expanzní nádobu FLEXCON o objemu 12 litrů a maximálním provozním tlaku 3 bary (viz Obrázek 3.16). [27]



Obrázek 3.16: Expanzní nádoba FLEXCON [28]

### 3.10.2 EXPANZNÍ NÁDOBA OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK – VZDUCHOVÝ CHLADIČ

Při výpočtu předpokládám výchozí teplotu chladicí směsi 20 °C a konečnou 75 °C. Objem rozvodných kanálků vzduchového chladiče neznám, odhaduji, že dosahuje podobných hodnot, jako u deskového výměníku.

Objem rozvodného potrubí:

- délka potrubí  $l_{2\text{ celk}} = 8,5\text{ m}$

$$V_{2,p} = \frac{\pi * d_{2,sk}^2}{4} * l_{2\text{ celk}} = \frac{\pi * 0,0266^2}{4} * 8,5 = 0,005\text{ m}^3 \quad (3.27)$$

Celkový objem chladicího okruhu:

- objem chladicího systému vzduchového chladiče  $V_{ch} = 0,004\text{ m}^3$

$$V_{2,celk} = V_{2,p} + V_{dv} + V_{ch} = 0,005 + 0,004 + 0,004 = 0,013\text{ m}^3 \quad (3.28)$$

Hmotnost chladicí směsi:

$$m_{2,celk} = V_{2,celk} * \rho_{ch,20\text{ °C}} = 0,013 * 1037 = 13,481\text{ kg} \quad (3.29)$$

Objem chladicí směsi po ohřevu na konečnou teplotu:

$$V_{2\max, celk} = \frac{m_{1, celk}}{\rho_{ch, 75\text{ }^{\circ}\text{C}}} = \frac{13,481}{993} = 0,0135\text{ m}^3 \quad (3.30)$$

Rozdíl v objemu chladicí směsi během teploty 20 °C a 70 °C je 0,0005 m<sup>3</sup>, tedy 0,5 litru. Navrhuji použít stejnou expanzní nádobu jako v případě okruhu motor – deskový výměník, čili FLEXCON 12l 3bar.

### 3.11 VENTILY

I přes fakt, že navržené expanzní nádoby jsou několikanásobně předimenzované, stále může dojít k poruše některého z prvků chladicího systému – například oběžného čerpadla, což by mělo za následek zvýšení teploty chladicí směsi nad bod varu a následně by došlo k prudkému zvýšení tlaku v soustavě. Pro tento případ jsem se rozhodl osadit potrubí okruhu motor – deskový výměník pojistným ventilem. Chladicí systém je navržen jako rovnotlaký, pojistný ventil bude mít tedy nízký otevírací tlak.

Navrhované rozvodné potrubí je tlakové řady PN20, takových hodnot ale tlak za normálních provozních podmínek dosahovat nebude. Navrhuji tedy použít pojistný ventil značky DUCO s otevíracím tlakem 3 bary (viz Obrázek 3.17). [29]



**Obrázek 3.17: Pojistný ventil DUCO [30]**

Směr průtoku chladicí směsi při jednotlivých provozních stavech budou řídit uzavírací ventily se servopohony značky TORQ, které budou napojeny na řídicí jednotku (viz Obrázek 3.18).



Obrázek 3.18: Uzavírací dvoucestný ventil TORK [37]

### 3.12 TEPLOTNÍ ČIDLA

Za účelem měření teploty chladicí směsi na požadovaných místech bude chladicí soustava osazena teplotními čidly značky Belimo, napojenými na řídicí jednotku (viz Obrázek 3.19). Dle naměřených teplot se bude upravovat průtok čerpadel na požadovaný chladicí výkon.



Obrázek 3.19: Teplotní čidlo [31]

### 3.13 SPOJE POTRUBÍ, REDUKCE

Jelikož rozvodné potrubí není přímé, bude zapotřebí použít značné množství tvarovek. Ke spojování jednotlivých částí rozvodného potrubí bude použita svářečka na plasty – části, které bude potřeba spojit, se nahřejí a následně spojí, čímž vznikne trvalý, nerozebíratelný spoj (viz Obrázek 3.20).



Obrázek 3.20: Spojené potrubí [32]

Pro připojení dílčích součástí chladicího systému budou použity redukce – přechodky (viz Obrázek 3.21), kdy část bude přivařena k potrubí a na druhou část bude namontováno příslušné zařízení.

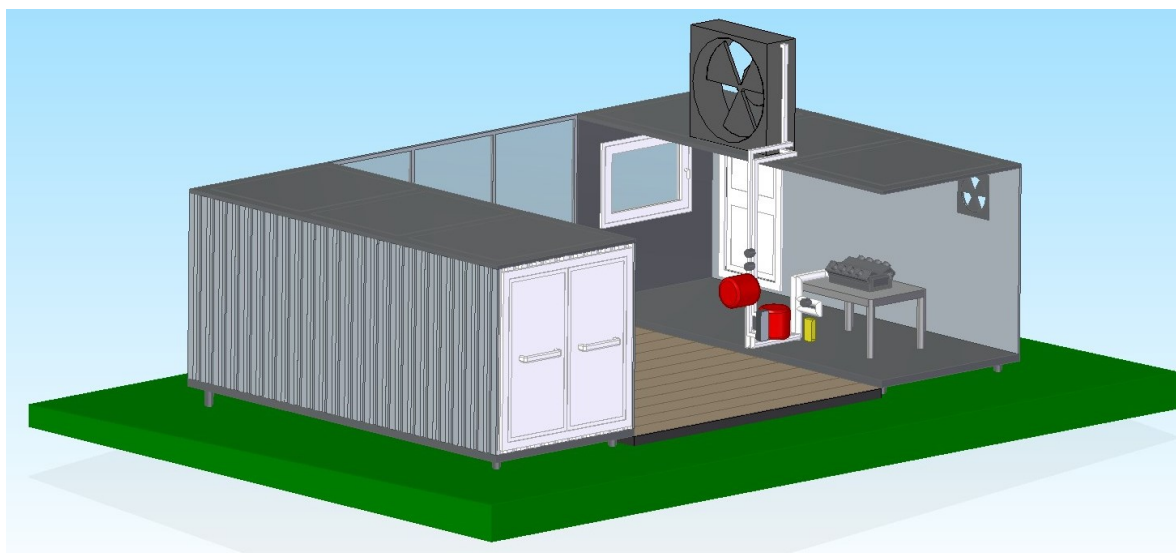


**Obrázek 3.21: Přechod PPR – šroubení s vnějším závitem [33]**

Technologický celek bude rovněž obsahovat uzavírací ventily, které se budou nacházet před i za jednotlivými zařízeními – čerpadla, deskový výměník, vzduchový chladič. Ventily jsou potřebné jen pro případnou výměnu nebo údržbu jednotlivých zařízení, funkčnost chladicího systému nijak neovlivňují. Z důvodu přehlednosti nejsou tyto ventily zaznačeny ve výkresové dokumentaci. Jsou tam zaznačeny jen prvky potřebné pro správný chod chladicího systému a prvky bezpečnostní.

### 3.14 VIZUALIZACE CHLADICÍHO SYSTÉMU

Vizualizace navrženého chladicího systému je znázorněna na obrázku 3.22.



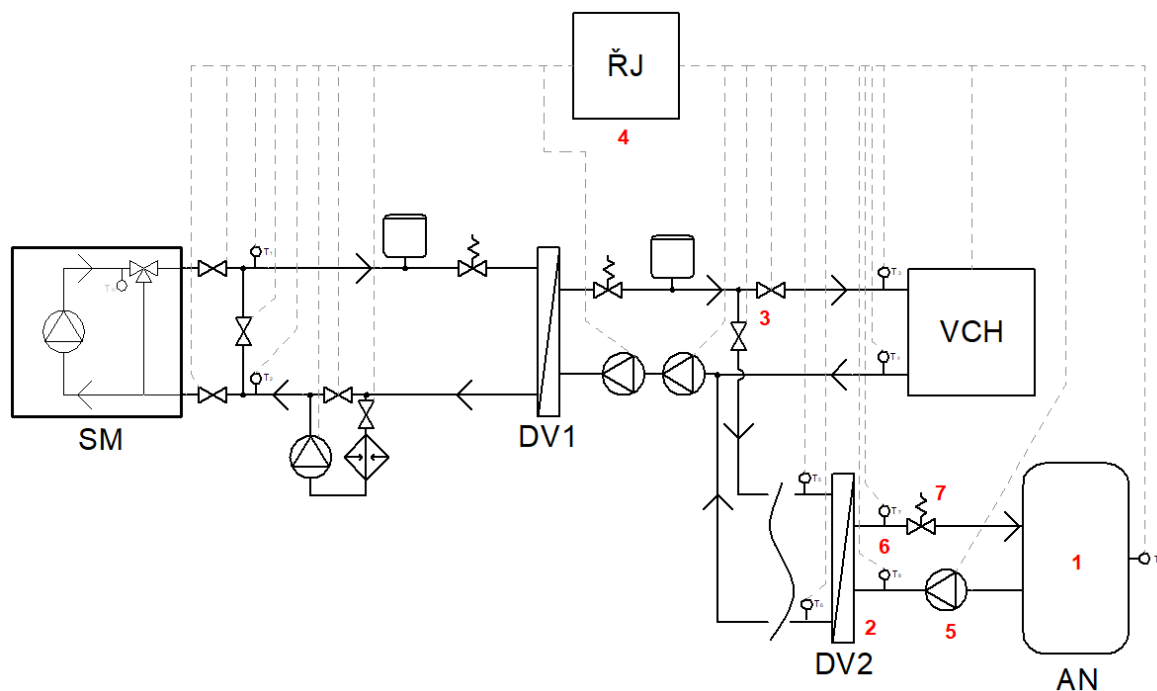
**Obrázek 3.22: Vizualizace chladicího systému [autor]**



## 4. ÚPRAVA SYSTÉMU CHLAZENÍ S OHLEDEM NA VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

Vzhledem k dnešním poměrně vysokým cenám tepelné energie je rozumné odpadní teplo dále využít a ne jej mařit do okolí. Jelikož je měřicí stanoviště součástí laboratoří VŠB – TUO, navrhuji použít teplo získané chlazením motoru k ohřevu akumulární nádoby, která slouží k ohřevu teplé užitkové vody a k vytápění objektu.

Na původní rozvodné potrubí okruhu deskový výměník – vzduchový chladič bude připojeno potrubí, které bude napojeno na akumulární nádobu (1). Jelikož se jedná o akumulární nádobu s přímým napájením a nepřímým odběrem, je nutné vytvořit nový oddělený okruh, aby nedošlo k mísení chladicí směsi s topnou vodou (viz Obrázek 4.1). Pro tento účel bude použit deskový výměník (2). Směr průtoku chladicí směsi budou řídit ventily se servopohonem (3) napojené na řídicí jednotku (4). Nově vzniklý okruh DV2 – akumulární nádobu bude rovněž osazen oběžným čerpadlem (5), teplotními čidly (6) a pojistným ventilem (7).



Obrázek 4.1: Schéma upraveného systému chlazení [autor]

## 4.1 DESKOVÝ VÝMĚNÍK

Jelikož je chladicí médium navrhovaného chladicího systému rozdílné než médium primárního zdroje tepla (plynový kotel) – na jedné straně směs vody s propylenglykolem, na druhé voda, je nutné tyto dva okruhy od sebe oddělit. Pro tento účel navrhuji použít deskový výměník tepla.

Výpočet průtoku chladicí směsi deskovým výměníkem je uveden v příloze F.

Navrhuji použít deskový výměník stejného typu, jako v prvním případě, a to SWEP B16HX40. V závislosti na průtoku chladicí směsi se tlaková ztráta bude pohybovat v rozmezí 6 až 27 kPa na straně DV1, 5 až 25 kPa na straně akumulární nádoby. [22]

## 4.2 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2

Rozvodné potrubí tohoto okruhu bude vedeno energokanálem do 12 metrů vzdálené akumulární nádoby.

Opět budu počítat s výchozí rychlostí proudění  $w_3 = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Vnitřní průměr potrubí:

- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{3max} = 3,197 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- hustota chladicí směsi při teplotě  $80^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,80^\circ\text{C}} = 989 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- hustota chladicí směsi při teplotě  $70^\circ\text{C}$   $\rho_{ch,70^\circ\text{C}} = 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{3max}}{\pi \cdot w_3 \cdot \frac{\rho_{ch,80^\circ\text{C}} + \rho_{ch,70^\circ\text{C}}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,197}{\pi \cdot 2 \cdot \frac{989 + 998}{2}}} = 0,0453 \text{ m} = 45,3 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Volím trubku DN75x12,5, PN20 – materiál polypropylen (PPR), pro teplou vodu a topení.

- vnější průměr  $D_3 = 75 \text{ mm}$
- tloušťka stěny  $x_3 = 12,5 \text{ mm}$
- vnitřní průměr  $d_{3,sk} = 50 \text{ mm}$

Maximální skutečná rychlost proudění:

$$w_{3\ sk,max} = \frac{4 * \dot{m}_{3\ max}}{\pi * d_{3,sk}^2 * \frac{\rho_{ch,80\ ^\circ C} + \rho_{ch,70\ ^\circ C}}{2}} = \frac{4 * 3,171}{\pi * 0,05^2 * \frac{989 + 998}{2}} = 1,626\ m * s^{-1} \quad (4.2)$$

Minimální skutečná rychlost proudění:

- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{3\ min} = 0,354\ kg * s^{-1}$

$$w_{3\ sk,min} = \frac{4 * \dot{m}_{3\ min}}{\pi * d_{3,sk}^2 * \frac{\rho_{ch,80\ ^\circ C} + \rho_{ch,70\ ^\circ C}}{2}} = \frac{4 * 0,354}{\pi * 0,05^2 * \frac{989 + 998}{2}} = 0,181\ m * s^{-1} \quad (4.3)$$

Dle typu motoru a jeho výkonu se rychlost proudění chladicí směsi bude pohybovat v rozmezí  $0,181 \div 1,626\ m * s^{-1}$ .

Z důvodu snížení tepelných ztrát a z toho vyplývajícího co nejvyššího využití odpadního tepla bude potrubí zaizolováno. Navrhuji použít stejnou izolaci jako v případě potrubí uvnitř kontejneru, a to minerální vlnou ROCKWOLL.

## 4.3 ROZVODNÉ POTRUBÍ OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2 – AKUMULAČNÍ NÁDOBA

Potrubí bude vedeno z deskového výměníku do akumulární nádoby s přímým napájením. Toto potrubí bude rovněž zaizolováno.

Maximální rychlost proudění  $w_4 = 2\ m * s^{-1}$ .

Vnitřní průměr potrubí:

- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{4\ max} = 2,868\ kg * s^{-1}$
- hustota vody při teplotě  $70\ ^\circ C$   $\rho_{v,70\ ^\circ C} = 978\ kg * m^{-3}$
- hustota vody při teplotě  $60\ ^\circ C$   $\rho_{v,60\ ^\circ C} = 983\ kg * m^{-3}$

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{4\ max}}{\pi * w_4 * \frac{\rho_{v,70\ ^\circ C} + \rho_{v,60\ ^\circ C}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 * 2,868}{\pi * 2 * \frac{978 + 983}{2}}} = 0,0432\ m = 43,2\ mm \quad (4.4)$$

Volím trubku DN75x12,5, PN20 – materiál polypropylen (PPR), pro teplou vodu a topení.

- vnější průměr  $D_4 = 75 \text{ mm}$
- tloušťka stěny  $x_4 = 12,5 \text{ mm}$
- vnitřní průměr  $d_{4,sk} = 50 \text{ mm}$

Skutečná maximální rychlost proudění:

$$w_{4,sk,max} = \frac{4 * \dot{m}_{4,max}}{\pi * d_{4,sk}^2 * \frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2}} = \frac{4 * 2,868}{\pi * 0,05^2 * \frac{978 + 983}{2}} = 1,489 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Skutečná minimální rychlost proudění:

- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{4,min} = 0,318 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$

$$w_{4,sk,min} = \frac{4 * \dot{m}_{4,min}}{\pi * d_{4,sk}^2 * \frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2}} = \frac{4 * 0,318}{\pi * 0,05^2 * \frac{978 + 983}{2}} = 0,166 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Dle typu motoru a jeho výkonu se rychlost proudění chladicí směsi bude pohybovat v rozmezí  $0,166 \div 1,489 \text{ m} * \text{s}^{-1}$ . Potrubí bude opět zaizolováno minerální vlnou ROCKWOLL.

## 4.4 OBĚHOVÁ ČERPADLA

Chladicí okruh bude nově obsahovat čerpadlo určené k cirkulaci topné vody v okruhu DV2 – akumulární nádoba.

### 4.4.1 OBĚHOVÉ ČERPADLO OKRUHU DESKOVÝ

#### VÝMĚNÍK 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2

Vzhledem k tomu, že k okruhu deskový výměník 1 – vzduchový chladič bude připojeno další potrubí, je zapotřebí provést kontrolu, zdali budou navržená čerpadla vyhovovat i po úpravě chladicího systému.

Výpočet tlakových ztrát potrubí je uveden v příloze G.

#### Výtlačná výška čerpadla:

- gravitační konstanta  $g = 9,807 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$H_{3,max} = \frac{\Delta p_{3,max}}{\frac{\rho_{ch,80^\circ\text{C}} + \rho_{ch,70^\circ\text{C}}}{2} * g} = \frac{122688}{\frac{989 + 998}{2} * 9,807} = 12,59 \text{ m} \quad (4.7)$$

$$H_{3,min} = \frac{\Delta p_{3,min}}{\frac{\rho_{ch,80^\circ\text{C}} + \rho_{ch,70^\circ\text{C}}}{2} * g} = \frac{12851}{\frac{989 + 998}{2} * 9,807} = 1,32 \text{ m} \quad (4.8)$$

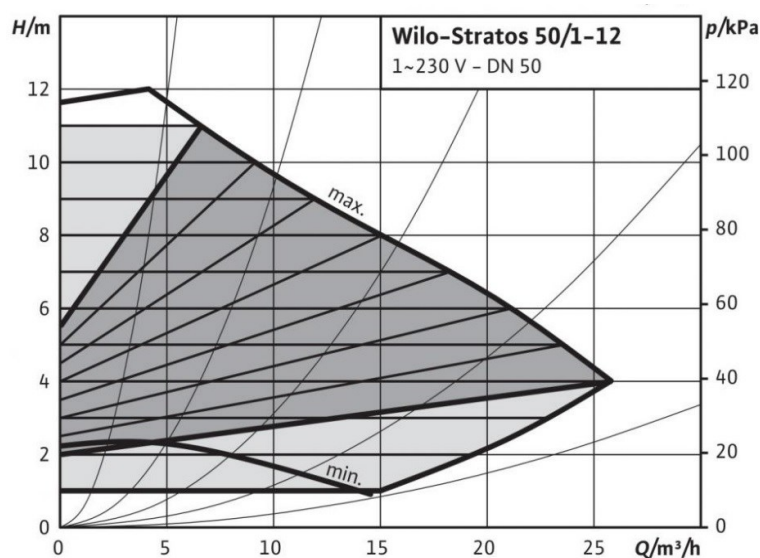
#### Objemový průtok čerpadla:

- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{3,max} = 3,197 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{3,min} = 0,354 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

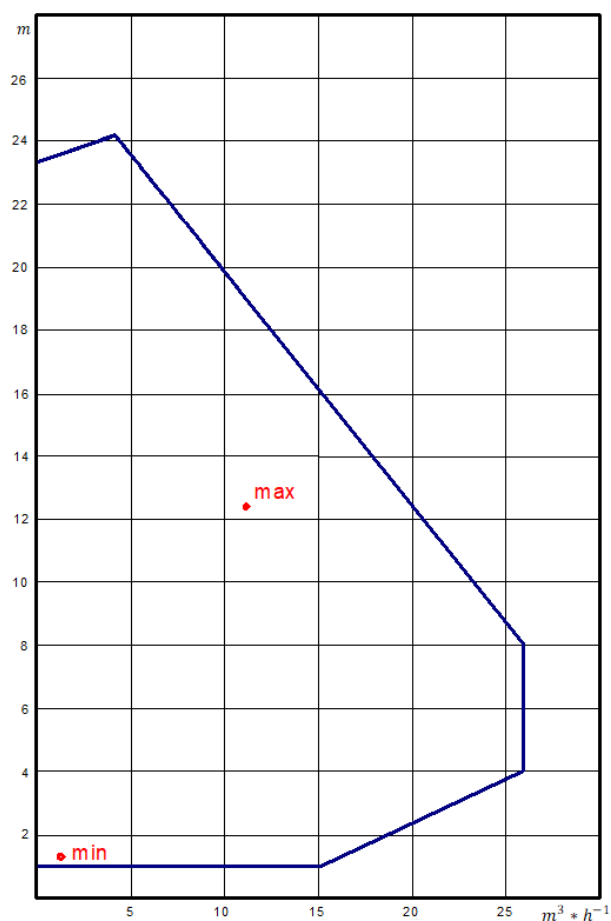
$$\dot{V}_{3,max} = \frac{\dot{m}_{3,max}}{\frac{\rho_{ch,80^\circ\text{C}} + \rho_{ch,70^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{3,197}{\frac{989 + 998}{2}} = 0,003 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 11,584 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (4.9)$$

$$\dot{V}_{3,min} = \frac{\dot{m}_{3,min}}{\frac{\rho_{ch,80^\circ\text{C}} + \rho_{ch,70^\circ\text{C}}}{2}} = \frac{0,354}{\frac{989 + 998}{2}} = 0,0004 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,283 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (4.10)$$

Jelikož původně navržená čerpadla nemají dostatečnou výkonnost, je zapotřebí navrhnout čerpadla jiná. Z důvodu vysoké potřebné výtlačné výšky navrhuji použít dvě sériově zapojená čerpadla Wilo – Stratos 50/1-12 (viz Obrázek 4.2).



Obrázek 4.2: Charakteristika Wilo – Stratos 50/1-12 [38]



Obrázek 4.3: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 50/1-12 [autor]

Ze součtové charakteristiky (viz Obrázek 4.3) je zřejmé, že vybraná čerpadla vyhovují požadovaným parametrům. Dále je nutné provést kontrolní výpočet, zdali nově navržená čerpadla vyhovují i parametrům při provozu vzduchového chladiče.

Část rozvodného potrubí okruhu deskový výměník 1 – vzduchový chladič bude nyní jiného průměru, než původně navržená. Aktuální tlakové ztráty se tedy od původních budou lišit.

Výpočet tlakových ztrát potrubí je uveden v příloze H.

Výtlačná výška čerpadla:

$$H_{2-1,max} = \frac{\Delta p_{2-1 max}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2} * g} = \frac{151297}{\frac{993 + 1017}{2} * 9,807} = 15,35 \text{ m} \quad (4.11)$$

$$H_{2-1,min} = \frac{\Delta p_{2-1 min}}{\frac{\rho_{ch,75^{\circ}C} + \rho_{ch,45^{\circ}C}}{2} * g} = \frac{11604}{\frac{993 + 1017}{2} * 9,807} = 1,18 \text{ m} \quad (4.12)$$



Obrázek 4.4: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 50/1-12 [autor]

Ze součtové charakteristiky (viz Obrázek 4.4) je zřejmé, že čerpadla vyhovují i parametrům při provozu vzduchového chladiče.

#### 4.4.2 OBĚHOVÉ ČERPADLO OKRUHU DESKOVÝ VÝMĚNÍK 2 – AKUMULAČNÍ NÁDOBA

Dle průtoku se bude tlaková ztráta deskového výměníku pohybovat v rozmezí 5 až 25 kPa. Předpokládám, že přímo napájená akumulční nádoba odpor klást nebude. Nebudu ji tedy při výpočtu tlakových ztrát brát v potaz.

Výpočet tlakových ztrát potrubí je uveden v příloze I.

Výtlačná výška čerpadla:

$$H_{4,max} = \frac{\Delta p_{4,max}}{\frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2} * g} = \frac{37174}{\frac{978 + 983}{2} * 9,807} = 3,87 \text{ m} \quad (4.13)$$

$$H_{4,min} = \frac{\Delta p_{4,min}}{\frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2} * g} = \frac{5151}{\frac{978 + 983}{2} * 9,807} = 0,54 \text{ m} \quad (4.14)$$

Objemový průtok čerpadla:

- maximální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{4,max} = 2,868 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$
- minimální hmotnostní průtok  $\dot{m}_{4,min} = 0,318 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$

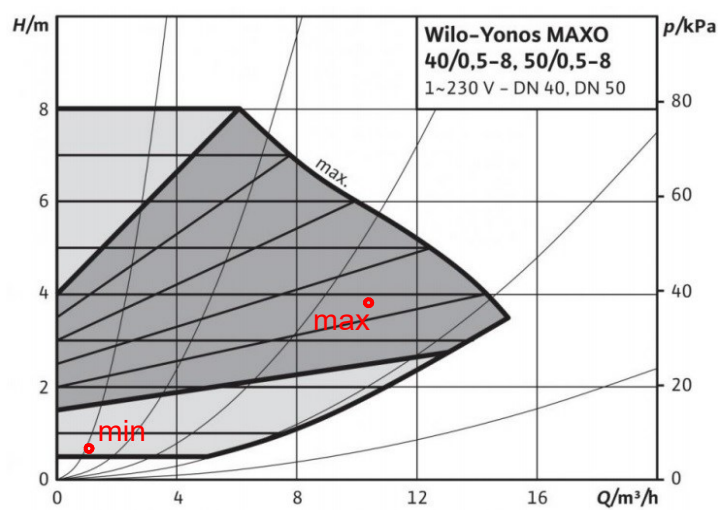
$$\dot{V}_{4,max} = \frac{\dot{m}_{4,max}}{\frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2}} = \frac{2,868}{\frac{978 + 983}{2}} = 0,0029 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1} = 10,53 \text{ m}^3 * \text{h}^{-1} \quad (4.15)$$

$$\dot{V}_{4,min} = \frac{\dot{m}_{4,min}}{\frac{\rho_{v,70^\circ C} + \rho_{v,60^\circ C}}{2}} = \frac{0,318}{\frac{978 + 983}{2}} = 0,0003 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1} = 1,168 \text{ m}^3 * \text{h}^{-1} \quad (4.16)$$

Navrhuji použít čerpadlo Wilo – Yonos Maxo 40/0,5-8 (viz Obrázek 4.5 a 4.6).



Obrázek 4.5: Čerpadlo řady Wilo – Yonos Maxo [39]



Obrázek 4.6: Charakteristika Wilo – Yonos Maxo 40/0,5-8 [40]



Navrhované čerpadlo vyhovuje požadovaným parametrům.

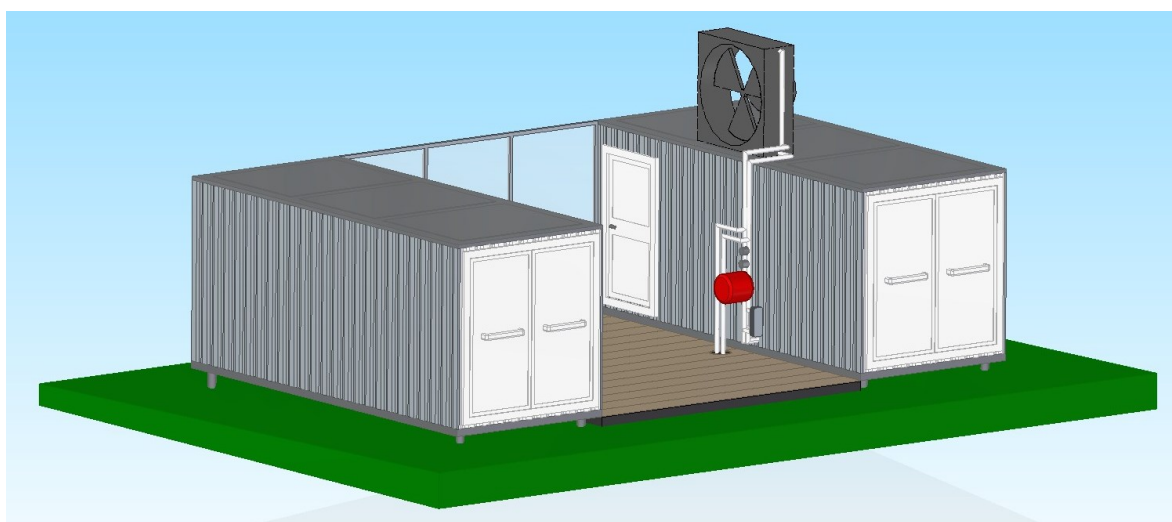
## 4.5 OSTATNÍ PRVKY CHLADICÍHO SYSTÉMU

Nově vytvořený okruh DV2 – akumulční nádoba bude rovněž obsahovat prvky měřicí, spojovací a bezpečnostní jako ostatní okruhy (viz kapitoly 3.11, 3.12 a 3.13).

Expanzní nádoba původního okruhu DV1 – vzduchový chladič je několikanásobně předimenzována, mohu tedy s jistotou říct, že bude vyhovovat i pro nově vytvořený okruh DV1 – DV2.

## 4.6 VIZUALIZACE UPRAVENÉHO CHLADICÍHO SYSTÉMU

Vizualizace upraveného chladicího systému v oblasti kontejneru je znázorněna na obrázku 4.7.



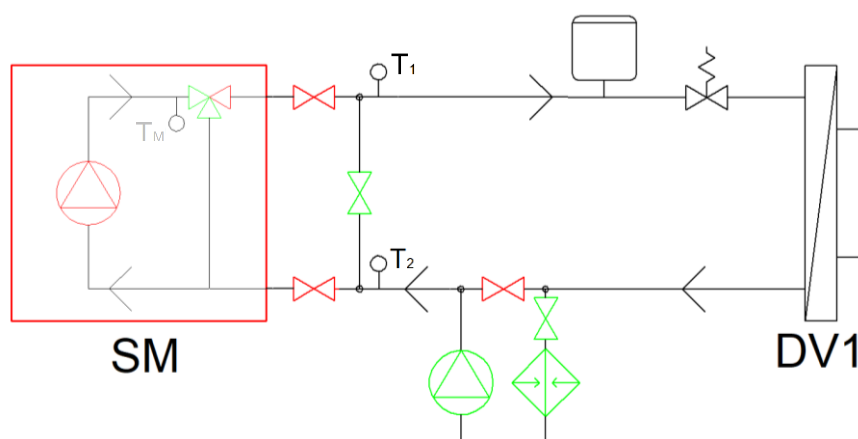
Obrázek 4.7: Vizualizace chladicího systému [autor]

## 5. PROVOZNÍ STAVY, PODMÍNKY PROVOZU

Při provozu chladicí soustavy bude docházet k několika různým provozním stavům. Je tedy nutné sepsat podmínky provozu, podle kterých se vytvoří program pro řídicí jednotku systému. Řídicí systém bude při realizaci návrhu vytvářet externí dodavatel. Podmínky stanovené v této kapitole budou využity pro vytvoření zadávací dokumentace.

### 5.1 PŘEDEHŘEV CHLADICÍ SMĚSI

Z důvodů již dříve popsanych bude startu spalovacího motoru předcházet předehřev chladicí směsi. Před začátkem měření se zapne čerpadlo určené k předehřevu chladicí směsi a uzavírací ventily se nastaví tak, aby chladicí směs proudila přes obchvat osazený průtokovým ohřívačem a čerpadlem (viz Obrázek 5.1).

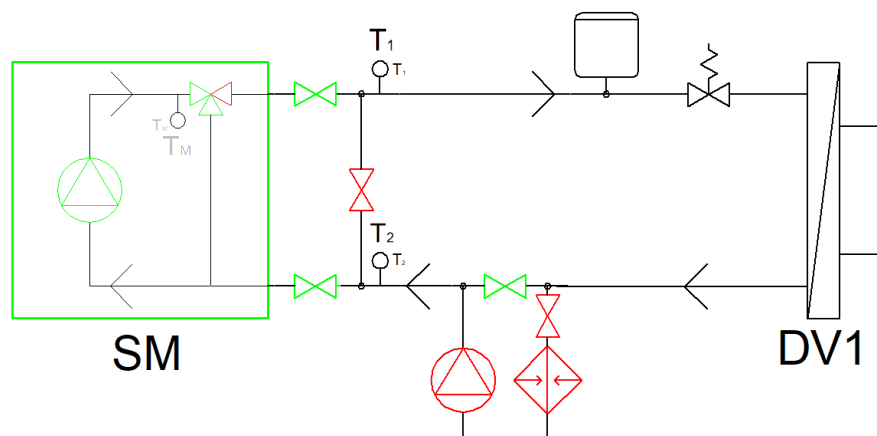


Obrázek 5.1: Schéma části chladicího systému [autor]

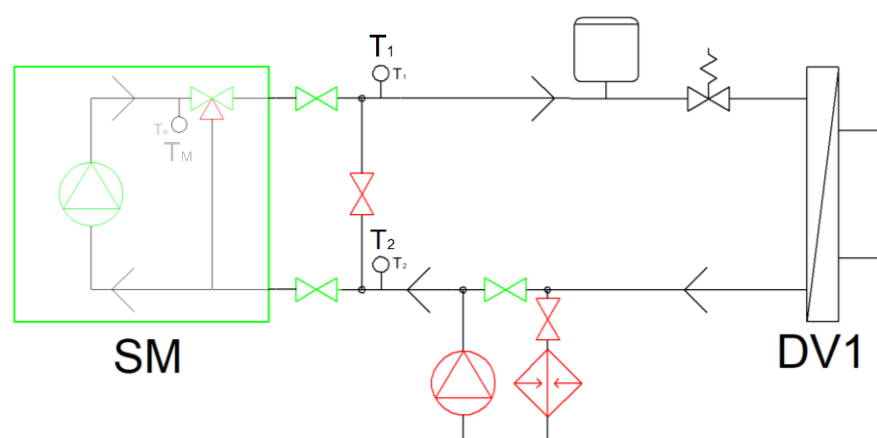
Předehřev chladicí směsi bude probíhat až do chvíle, než bude teplota  $t_2$  rovna 85 °C. Poté se oběhové čerpadlo určené k cirkulaci směsi během předehřevu vypne.

### 5.2 MAŘENÍ TEPLA DO OKOLÍ

Po dokončení předehřevu chladicí směsi bude spuštěn motor (viz Obrázek 5.2). Uzavírací ventily se přenastaví tak, aby byl obchvat odstavený a aby chladicí směs mohla proudit do a z motoru. Po dosažení provozní teploty  $t_M$  bude chladicí směs puštěna z vnitřního okruhu motoru a bude proudit do deskového výměníku 1 (viz Obrázek 5.3).

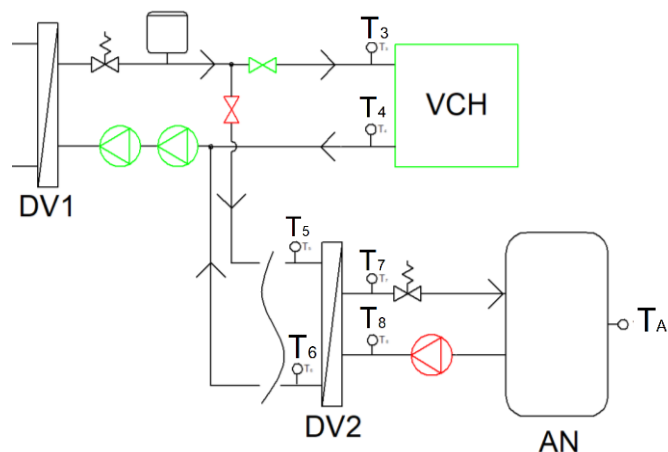


Obrázek 5.2: Schéma části chladicího systému [autor]



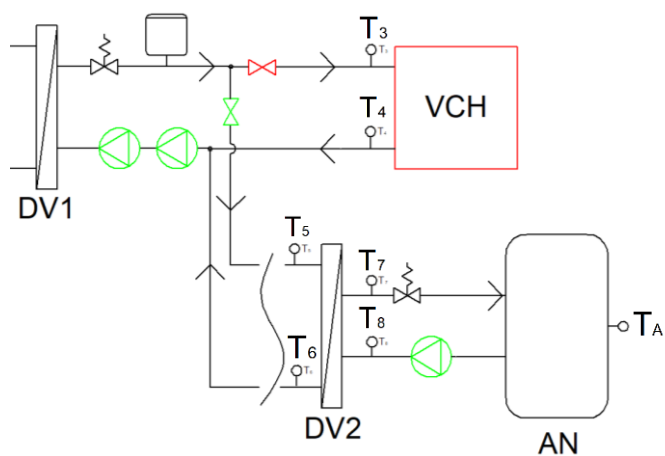
Obrázek 5.3: Schéma části chladicího systému [autor]

Jakmile teplota  $t_1$  přesáhne  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ , spustí se oběhová čerpadla okruhu DV1 – vzduchový chladič a zapne se vzduchový chladič. Uzavírací ventily budou nastaveny tak, aby chladicí směs proudila do vzduchového chladiče (viz Obrázek 5.4). Řídící jednotka bude upravovat průtok čerpadel tak, aby teplota  $t_3$  na vstupu do vzduchového chladiče byla  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$  a teplota  $t_4$  na výstupu ze vzduchového chladiče byla  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  a zároveň aby teplota  $t_2$  na vstupu do motoru byla vždy rovna  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



### 5.3 OHŘEV AKUMULAČNÍ NÁDOBY

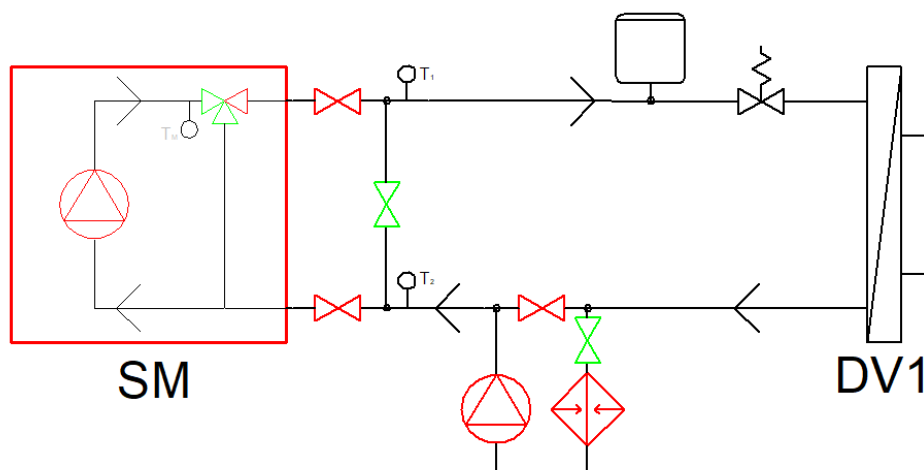
V případě, že bude docházet k odběru tepelné energie z akumulární nádoby, bude vzduchový chladič odstaven a uzavírací ventily budou přenastaveny tak, aby chladicí směs proudila do deskového výměníku 2 (viz Obrázek 5.5). Průtok čerpadel okruhu DV1 – DV2 bude řízen tak, aby teplota  $t_5$  na vstupu do DV2 byla 80 °C a teplota  $t_6$  na výstupu z DV2 byla 70 °C a opět zároveň aby teplota  $t_2$  na vstupu do motoru byla 85 °C. Průtok čerpadla okruhu DV2 – akumulární nádoba bude regulován tak, aby teplotní rozdíl na vstupu a výstupu z akumulární nádoby byl 10 °C, přičemž teplota  $t_7$  na vstupu do akumulární nádoby nesmí přesáhnout 70 °C a zároveň aby platily všechny výše uvedené podmínky. Jakmile teplota vody  $t_A$  uvnitř akumulární nádoby dosáhne 60 °C, dojde k ukončení ohřevu akumulární nádoby a směs bude chlazena vzduchovým chladičem. Jakmile teplota  $t_A$  uvnitř akumulární nádoby klesne pod 55 °C, opět se zahájí ohřev.



**Obrázek 5.5: Schéma části chladicího systému [autor]**

## 5.4 UKONČENÍ MĚŘENÍ

Jakmile bude měření ukončeno, spalovací motor bude vypnut. Veškerá oběhová čerpadla se vypnou a uzavírací ventily budou přenastaveny tak, aby chladicí směs nemohla proudit z ani do motoru. Po vychladnutí může být motor odpojen od systému chlazení a nahrazen novým.



Obrázek 5.6: Schéma části chladicího systému [autor]

## 6. NÁKLADY NA REALIZACI, ÚSPORA TEPELNÉ ENERGIE

V této kapitole bude proveden přibližný odhad, jaká bude celková cena všech zařízení a komponentů potřebných k sestrojení chladicího systému. Jelikož znám i skutečnou spotřebu tepelné energie laboratoří, stanovím finanční úspory pramenící z využití odpadního tepla motorů.

### 6.1 NÁKLADY NA VYBUDOVÁNÍ CHLADICÍHO SYSTÉMU

Náklady na vybudování chladicího systému (viz tabulka 6.1) se skládají z cen jednotlivých součástí a zařízení chladicího systému, nejsou zde započítány náklady na úpravu pracoviště.

Tabulka 6.1: Náklady na vybudování chladicího systému [autor]

ZAŘÍZENÍ	TYP	MNOŽSTVÍ	CENA	CENA CELKEM
Vzduchový chladič	Hennlich HCA-D150.149	1 ks	123 000 Kč	123 000 Kč
Čerpadlo	Wilo – Yonos PICO 25/1-4	1 ks	2 500 Kč	2 500 Kč
Čerpadlo	Wilo – Stratos 40/1-12	2 ks	34 000 Kč	68 000 Kč
Deskový výměník	B35HX40	1 ks	26 500 Kč	26 500 Kč
Průtokový ohřívač	FOT 3,7	1 ks	10 000 Kč	10 000 Kč
Řídící jednotka	-	1 ks	10 000 Kč	10 000 Kč
Uzavírací ventil	TORK T-ZR 106 5/4"	5 ks	10 000 Kč	50 000 Kč
Pojistný ventil	DUCO 3bar	2 ks	450 Kč	900 Kč
Teplotní čidlo	Belimo 01CT-1CH	4 ks	500 Kč	2 000 Kč
Expanzní nádoba	FLEXCON 12L	2 ks	3 000 Kč	6 000 Kč
Axiální ventilátor	Dalap RAP TURBO 250	1 ks	2 500 Kč	2 500 Kč
Potrubí	PPR DN32x5,4, PN20	4 m	50 Kč	200 Kč
Potrubí	PPR DN40x6,7, PN20	12 m	100 Kč	1 200 Kč
Potrubí	PPR DN75x12,5, PN20	4 m	400 Kč	1 600 Kč
Chladicí médium	Propylenglykol	20 l	130 Kč	2 600 Kč
Izolační pouzdro	ROCKWOLL	4 m	170 Kč	680 Kč
Redukce, tvarovky, ventily	-	-	4 000 Kč	4 000 Kč
				<b>Σ 312 680 Kč</b>

## 6.2 NÁKLADY NA VYBUDOVÁNÍ PŘI REALIZACI VARIANTY S VYUŽITÍM ODPADNÍHO TEPLA

Z tabulky 6.2 je zřejmé, že úprava chladicího systému s ohledem na využití odpadního tepla spalovacího motoru bude mít za následek navýšení nákladů na vybudování chladicího systému přibližně o 120 000 Kč.

**Tabulka 6.2: Náklady na vybudování chladicího systému [autor]**

ZAŘÍZENÍ	TYP	MNOŽSTVÍ	CENA	CENA CELKEM
Vzduchový chladič	Hennlich HCA-D150.149	1 ks	123 000 Kč	123 000 Kč
Čerpadlo	Wilo – Yonos PICO 25/1-4	1 ks	2 500 Kč	2 500 Kč
Čerpadlo	Wilo – Stratos 50/1-12	2 ks	45 000 Kč	90 000 Kč
Čerpadlo	Wilo - Yonos Maxo 40/0,5-8	1 ks	23 000 Kč	23 000 Kč
Deskový výměník	B35HX40	2 ks	26 500 Kč	53 000 Kč
Průtokový ohříváč	FOT 3,7	1 ks	10 000 Kč	10 000 Kč
Řídicí jednotka	-	1 ks	10 000 Kč	10 000 Kč
Uzavírací ventil	TORK T-ZR 106 5/4"	7 ks	10 000 Kč	70 000 Kč
Pojistný ventil	DUCO 3bar	3 ks	450 Kč	1 350 Kč
Teplotní čidlo	Belimo 01CT-1CH	8 ks	500 Kč	4 000 Kč
Expanzní nádoba	FLEXCON 12L	2 ks	3 000 Kč	6 000 Kč
Axiální ventilátor	Dalap RAP TURBO 250	1 ks	2 500 Kč	2 500 Kč
Potrubí	PPR DN32x5,4, PN20	4 m	50 Kč	200 Kč
Potrubí	PPR DN40x6,7, PN20	8 m	100 Kč	800 Kč
Potrubí	PPR DN75x12,5, PN20	36 m	400 Kč	14 400 Kč
Chladicí médium	Propylenglykol	100 l	130 Kč	13 000 Kč
Izolační pouzdro	ROCKWOLL	35 m	170 Kč	5 950 Kč
Redukce, tvarovky, ventily	-	-	6 000 Kč	6 000 Kč
				<b>Σ 435 700 Kč</b>

## 6.3 ÚSPORA TEPELNÉ ENERGIE

Během měření bude v závislosti na typu motoru a jeho výkonu zapotřebí odvést 13,3 až 120 kW tepelné energie. Za hodinu budeme tedy schopni vyprodukovat 13,3 až 120 kWh tepelné energie. Průměrná hodnota činí 66,7 kWh. Za předpokladu využití odpadního tepla k ohřevu akumulární nádoby po dobu osmi hodin denně jsme tedy za měsíc schopni vyprodukovat průměrně 16 000 kWh využitelné tepelné energie.

Primárním zdrojem tepelné energie laboratoří VŠB – TUO v areálu Krásnopolská je kotel na zemní plyn. Spotřeba tepelné energie laboratoří VŠB – TUO je znázorněna v tabulce 6.3. V roce 2017 byly laboratoře zatepleny, při stanovování pokrytí spotřeby tepelné energie budu počítat jen se spotřebou za rok 2018.

**Tabulka 6.3: Spotřeba tepelné energie laboratoří VŠB – TUO [41]**

Rok	2014	2015	2016	2017	2018
Spotřeba kWh	294 991,89	278 014,05	331 107,89	256 123,00	189 070,11

Předpokládá se, že měření spalovacích motorů budou probíhat s přestávkami přibližně 90 dní ročně. Celkové množství vyprodukované využitelné tepelné energie se tedy ročně bude pohybovat okolo 48 000 kWh. S ohledem na průměrnou měsíční spotřebu tepelné energie laboratoří VŠB – TUO za rok 2018 mohou říci, že využitím odpadního tepla vyprodukovaného měřenými spalovacími motory dokážeme pokrýt přibližně čtvrtinu spotřeby tepelné energie objektu.

Při průměrné ceně zemního plynu 1,5 Kč za kWh činí roční úspora 72 000 Kč. Náklady na vybudování chladicího systému se v případě varianty s využitím odpadního tepla motorů zvýší přibližně o 120 000 Kč. Návrhnost nákladů na úpravu systému chlazení se tedy bude pohybovat okolo jednoho a půl roku.



## 7. ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout univerzální chladicí systém experimentálního měřicího standu. Navržený systém chlazení je plně automatický, umožňuje jednoduchou instalaci měřených motorů a zvládne uchladit spalovací motory o široké škále výkonů a typů.

Jelikož množství tepelné energie odváděné z motoru systémem chlazení dosahuje vysokých hodnot, byl původní návrh přepracován s ohledem na využití odpadního tepla spalovacích motorů v systému akumulace. Využitím odpadního tepla k ohřevu akumulární nádoby umístěné v laboratořích VŠB – TUO dokážeme ročně ušetřit okolo 48 000 kWh tepelné energie, což je ekvivalent přibližně 4 600  $m^3$  zemního plynu.

Jakožto energetici se musíme snažit hledat možné úspory a snažit se zamezit plýtvání energiemi, což můj návrh umožňuje.

## POUŽITÁ LITERATURA, ZDROJE

- [1] JERIE, Jan. *Chlazení spalovacích motorů a chladicí ventilátory*. Praha, 1972
- [2] Střední škola automobilní Ústí nad Orlicí – Chlazení [online]. [cit. 2018-12-28]. Dostupné z: <[http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7\\_Chlazeni.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7_Chlazeni.pdf)>.
- [3] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [4] MIKYŠKA, Ladislav, ŠEBEK, Jaroslav. *Chladicí věže – Provoz a údržba*. Praha, 1989.
- [5] MIKROCHLADIČE Praha s.r.o. – obr. [online]. [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <<http://mikrochladice.cz/wp-content/uploads/2017/04/nakres.jpg>>
- [6] MIKROCHLADIČE Praha s.r.o. – Chladicí věže [online]. [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <<http://mikrochladice.cz/76-2/>>.
- [7] MIKROCHLADIČE Praha s.r.o. – obr. [online]. [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <<http://mikrochladice.cz/wp-content/uploads/2017/04/saw100-3.jpg>>
- [8] Fyzika – TEPELNÉ MOTORY [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <[http://files.edu-web7.webnode.cz/200000062-e4b93e5b11/F8\\_My\\_TEPELN%C3%89%20MOTORY.pdf](http://files.edu-web7.webnode.cz/200000062-e4b93e5b11/F8_My_TEPELN%C3%89%20MOTORY.pdf)>.
- [9] Magazín 067 – obr. [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <<https://067.cz/data/files/26/racine-high-speed-steam-engine-new-catechism-of-the-steam-engine-1904.jpg>>
- [10] *Chlazení motorů, údržba* – obr. [online]. [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <<https://publi.cz/books/160/images/pics/448.jpg>>
- [11] HENNLICH ENERGY – obr. [online]. [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: <[https://energy.hennlich.cz/fileadmin/\\_processed\\_/csm\\_hct\\_HCD\\_Luftk%C3%BChler\\_FSC\\_Fan\\_Soft\\_control\\_c8fc2bc63c.png](https://energy.hennlich.cz/fileadmin/_processed_/csm_hct_HCD_Luftk%C3%BChler_FSC_Fan_Soft_control_c8fc2bc63c.png)>
- [12] Fyzikální vlastnosti nemrznoucích směsí a navrhování soustav – TZB info – [online]. [cit. 2018-12-28]. Dostupné z: <[http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7\\_Chlazeni.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7_Chlazeni.pdf)>.
- [13] *Potrubní izolační pouzdro ROCKVOLL* – obr. [online]. [cit. 2019-03-21]. Dostupné z: <[https://www.hornbach.cz/data/shop/D04/001/780/491/008/167/DV\\_8\\_5781668\\_02\\_4c\\_CZ\\_20161018181549.jpg](https://www.hornbach.cz/data/shop/D04/001/780/491/008/167/DV_8_5781668_02_4c_CZ_20161018181549.jpg)>
- [14] *Potrubní izolační pouzdro ROCKWOLL* – [online]. [cit. 2019-03-22]. Dostupné z: <<https://www.hornbach.cz/shop/Potrubni-izolacni-pouzdro-Rockwool-76-mm-sirka-vrstvy-30-mm-delka-1-m/5781686/artikl.html>>
- [15] *Tepebné vlastnosti polymerů* – [online]. [cit. 2019-03-22]. Dostupné z: <<https://publi.cz/books/180/13.html>>

- [16] *Průmyslový ventilátor nástěnný – obr.* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <[https://www.ventilatory.cz/projekt/public/fotky/maxi/prumyslov-ventilator-nastenny-axialni-dalap-rab-turbo-250\\_1044\\_1.jpg?t=1527924001](https://www.ventilatory.cz/projekt/public/fotky/maxi/prumyslov-ventilator-nastenny-axialni-dalap-rab-turbo-250_1044_1.jpg?t=1527924001)>
- [17] *HENNLICH ENERGY – Návod k použití chladiče* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <[https://energy.hennlich.cz/fileadmin/user\\_upload/KATEGORIEN/K%C3%BChlung\\_und\\_W%C3%A4rmetauscher/Luftk%C3%BChler/Dokumente/cz\\_vzduchov%C3% \\_chladi%C4%8D\\_n%C3%A1vod\\_k\\_pou%C5%BEit%C3%AD.pdf](https://energy.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/K%C3%BChlung_und_W%C3%A4rmetauscher/Luftk%C3%BChler/Dokumente/cz_vzduchov%C3% _chladi%C4%8D_n%C3%A1vod_k_pou%C5%BEit%C3%AD.pdf)>
- [18] *Průtokový ohříváč vody – obr.* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <[https://cdn.myshoptet.com/usr/www.czkoupelna.cz/user/shop/detail\\_alt\\_1/37747\\_fot-3-7-3-7-kw-prutokovy-ohrivac-vody-tlakovy-czkoupelna.png?5af96d53](https://cdn.myshoptet.com/usr/www.czkoupelna.cz/user/shop/detail_alt_1/37747_fot-3-7-3-7-kw-prutokovy-ohrivac-vody-tlakovy-czkoupelna.png?5af96d53)>
- [19] CZKOUPELNA – *Průtokový ohříváč vody* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <<https://www.czkoupelna.cz/fot-3-7-3-7-kw-prutokovy-ohrivac-vody-tlakovy/>>
- [20] Hennlich s.r.o. – *Výkresová a technická dokumentace vzduchového chladiče*
- [21] *SWEP\_B35H – obr.* [online]. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <[http://www.vymeniky-tepla.cz/\\_internal/images/shop/SWEP\\_B35.png](http://www.vymeniky-tepla.cz/_internal/images/shop/SWEP_B35.png)>
- [22] Výměníky tepla SWEP [online]. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <<http://vymenik.com/cenik/>>
- [23] POHYB KAPALINY – FSV ČVUT [online]. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <[http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke\\_stazeni/prednasky/HY2V\\_04\\_Hydraulika\\_potrubi.pdf](http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubi.pdf)>
- [24] Vliv místních odporů na tlakové ztráty – TZB – INFO [online]. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <<https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/8514-vliv-mistnich-odporu-na-tlakove-ztraty-v-potrubi>>
- [25] *Čerpadlo Wilo – Yonos PICO – obr.* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/elektronicke-obehove-cerpadlo-wilo-yonos-pico-25-1-4?gclid=Cj0KCQjwtr\\_mBRDeARIsALfBZA5wCXukqJJKQR4JA57RwylVY23mCDx\\_Ve4gnVgyjAXyqhkZU3Dr4xcaAkjDEALw\\_wcB](https://www.bola.cz/elektronicke-obehove-cerpadlo-wilo-yonos-pico-25-1-4?gclid=Cj0KCQjwtr_mBRDeARIsALfBZA5wCXukqJJKQR4JA57RwylVY23mCDx_Ve4gnVgyjAXyqhkZU3Dr4xcaAkjDEALw_wcB)>
- [26] *Wilo Yonos PICO 25/1-4.pdf – obr.* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/admin/files/e\\_product\\_files/3/3342/Wilo\\_Yonos\\_PICO\\_25\\_1\\_4\\_4\\_164031..pdf](https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/3/3342/Wilo_Yonos_PICO_25_1_4_4_164031..pdf)>
- [27] FLEXCON 12l 3bar [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <<https://www.protopeni.cz/eshop-flexcon-12-l-3bar-expanzni-nadoba-pro-topeni.html>>
- [28] FLEXCON 12l 3bar – obr. [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <[https://www.protopeni.cz/files/mod\\_eshop/produkty/full/1444.jpg](https://www.protopeni.cz/files/mod_eshop/produkty/full/1444.jpg)>
- [29] DUCO pojistný ventil [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <<https://www.topenilevne.cz/duco-pojistny-ventil-1-2-x-3-4-3-bar-membrano-p7719/#>>

- [30] DUCO pojistný ventil – obr. [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <[https://www.danapo.cz/vodo-topo-plyn-2/duco-pojistny-ventil-1-x-5-4-4-bar-membranovy/?gclid=CjwKCAjwp\\_zkBRBBEiwAndwD9SdMX8YREOpGltkFgbgYQkNLdUHTjY-ZR0b28ZVr98sOsUEBcRAAXhoCm2gQAvD\\_BwE](https://www.danapo.cz/vodo-topo-plyn-2/duco-pojistny-ventil-1-x-5-4-4-bar-membranovy/?gclid=CjwKCAjwp_zkBRBBEiwAndwD9SdMX8YREOpGltkFgbgYQkNLdUHTjY-ZR0b28ZVr98sOsUEBcRAAXhoCm2gQAvD_BwE)>
- [31] Čidlo TV teploty – obr. [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <[https://www.greeneco.cz/fotky51154/fotos/\\_vyr\\_785Cidlo-TV-teploty-kotle-Titanic-regulace-Prond.png](https://www.greeneco.cz/fotky51154/fotos/_vyr_785Cidlo-TV-teploty-kotle-Titanic-regulace-Prond.png)>
- [32] Návod na svařování potrubí z PPR – obr. [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <<https://triker.cz/c-364/Navod-na-svarovani-potrubí-z-ppr/>>
- [33] PPR přechodka – obr. [online]. [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <<https://www.obchod-ntp.cz/image/cache/data/HTTPS%20NEW%20CLEAN/PPR/6241-600x600.JPG>>
- [34] Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch [online]. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <<https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>>
- [35] Čerpadlo Wilo – Stratos – obr. [online]. [cit. 2019-03-229]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/webtemp/e\\_products/1/1191/1280x1280\\_2090455-.jpg](https://www.bola.cz/webtemp/e_products/1/1191/1280x1280_2090455-.jpg)>
- [36] src\_Stratos\_401-12.pdf – obr. [online]. [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/admin/files/e\\_product\\_files/2/2241/src\\_Stratos\\_401-12.pdf](https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/2/2241/src_Stratos_401-12.pdf)>
- [37] Elektromagnetický ventil TORK – obr. [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <<https://www.bola.cz/elektromagneticky-ventil-s-pomocnym-zdvihem-tork-t-zr-106-dn32>>
- [38] src\_Stratos\_501-12.pdf – obr. [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/admin/files/e\\_product\\_files/2/2241/src\\_Stratos\\_501-12.pdf](https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/2/2241/src_Stratos_501-12.pdf)>
- [39] Wilo Yonos Maxo 40/0,5-8 – obr. [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <<https://www.bola.cz/elektronicke-obehove-cerpadlo-wilo-yonos-maxo-4005-4-pn610>>
- [40] Wilo-Yonos-Maxo-40/0,5-8.pdf – obr. [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <[https://www.bola.cz/admin/files/e\\_product\\_files/3/2582/src\\_Yonos\\_MAXO\\_4005-8.pdf](https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/3/2582/src_Yonos_MAXO_4005-8.pdf)>
- [41] Spotřeba tepelné energie laboratoří VŠB – TUO

# SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2.1: Sankeyův diagram zážehového spalovacího motoru [autor].....	12
Obrázek 2.2: Sankeyův diagram vznětového spalovacího motoru [autor].....	12
Obrázek 2.3: Parní stroj [9].....	13
Obrázek 2.4: Pracovní cyklus dvoudobého spalovacího motoru [3].....	15
Obrázek 2.5: Pracovní cyklus čtyřdobého vznětového motoru [3].....	16
Obrázek 2.6: Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3].....	16
Obrázek 2.7: Samooběžné termosifonové chlazení [10].....	19
Obrázek 2.8: Chladicí systém motoru s nuceným oběhem chladicí kapaliny [3] .....	20
Obrázek 2.9: Chladič motoru s příčným průtokem [3] .....	21
Obrázek 2.10: Mikrochladič [7] .....	24
Obrázek 2.11: Schéma mikrochladiče [5] .....	24
Obrázek 2.12: Vzduchový chladič [11].....	25
Obrázek 2.13: Vzduchový chladič [17].....	25
Obrázek 2.14: Příklad charakteristiky vzduchových chladičů [17] .....	26
Obrázek 3.1: Měřicí stanoviště [autor].....	27
Obrázek 3.2: Vizualizace měřícího stanoviště [autor] .....	27
Obrázek 3.3: Schéma chladicího systému [autor]] .....	28
Obrázek 3.4: Deskový výměník tepla SWEP B35HX40 [21] .....	30
Obrázek 3.5: Vzduchový chladič Hennlich HCA-D150.149 [20].....	33
Obrázek 3.6: Výkonová charakteristika vzduchového chladiče Hennlich HCA-D150.149 [20].....	34
Obrázek 3.7: Ztrátová charakteristika vzduchového chladiče Hennlich HCA-D150.149 [20].....	34
Obrázek 3.8: Průtokový ohřívač vody FOT 3,7 [18] .....	36
Obrázek 3.9: Izolační pouzdro ROCKWOLL [13].....	39
Obrázek 3.10: Průmyslový ventilátor Dalap RAP TURBO 250 [16].....	39
Obrázek 3.11: Čerpadlo řady Wilo – Yonos PICO [25] .....	41
Obrázek 3.12: Charakteristika Wilo – Yonos PICO 25/1-4 [26].....	41
Obrázek 3.13: Čerpadlo řady Wilo – Stratos [35].....	42
Obrázek 3.14: Charakteristika Wilo – Stratos 40/1-12 [36] .....	43
Obrázek 3.15: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 40/1-12 [autor].....	43
Obrázek 3.16: Expanzní nádoba FLEXCON [28].....	45
Obrázek 3.17: Pojistný ventil DUCO [30].....	46
Obrázek 3.18: Uzavírací dvoucestný ventil TORK [37] .....	47
Obrázek 3.19: Teplotní čidlo [31].....	47
Obrázek 3.20: Spojené potrubí [32].....	47

Obrázek 3.21: Přechod PPR – šroubení s vnějším závitem [33].....	48
Obrázek 3.22: Vizualizace chladicího systému [autor].....	48
Obrázek 4.1: Schéma upraveného systému chlazení [autor].....	49
Obrázek 4.2: Charakteristika Wilo – Stratos 50/1-12 [38] .....	53
Obrázek 4.3: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 50/1-12 [autor].....	54
Obrázek 4.4: Součtová charakteristika 2x Wilo – Stratos 50/1-12 [autor].....	55
Obrázek 4.5: Čerpadlo řady Wilo – Yonos Maxo [39] .....	56
Obrázek 4.6: Charakteristika Wilo – Yonos Maxo 40/0,5-8 [40].....	56
Obrázek 4.7: Vizualizace chladicího systému [autor] .....	57
Obrázek 5.1: Schéma části chladicího systému [autor] .....	58
Obrázek 5.2: Schéma části chladicího systému [autor] .....	59
Obrázek 5.3: Schéma části chladicího systému [autor] .....	59
Obrázek 5.4: Schéma části chladicího systému [autor] .....	60
Obrázek 5.5: Schéma části chladicího systému [autor] .....	60
Obrázek 5.6: Schéma části chladicího systému [autor] .....	61

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 3.1: Energetická bilance pro motory o daných výkonech [autor].....	29
Tabulka 3.2: Fyzikální vlastnosti chladicí směsi v závislosti na teplotě [12] .....	30
Tabulka 6.1: Náklady na vybudování chladicího systému [autor].....	62
Tabulka 6.2: Náklady na vybudování chladicího systému [autor].....	63
Tabulka 6.3: Spotřeba tepelné energie laboratoří VŠB – TUO [41].....	64

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Výpočet průtoku chladicí směsi deskovým výměníkem
Příloha B: Výpočet součinitele přestupu tepla
Příloha C: Výpočet tepelných ztrát rozvodného potrubí
Příloha D: Výpočet tlakových ztrát potrubí okruhu motor – deskový výměník
Příloha E: Výpočet tlakových ztrát potrubí okruhu deskový výměník – vzduchový chladič
Příloha F: Výpočet průtoku chladicí směsi deskovým výměníkem
Příloha G: Výpočet tlakových ztrát potrubí okruhu DV1 – DV2
Příloha H: Výpočet tlakových ztrát potrubí okruhu DV1 – DV2
Příloha I: Výpočet tlakových ztrát potrubí okruhu DV2 – akumulární nádoba
Příloha J: Schéma systému chlazení
Příloha K: Schéma upraveného systému chlazení
Příloha L: Dispoziční výkres vzduchového chladiče

Tímto chci poděkovat vedoucímu své diplomové práce, panu Ing. Petru Pavlíkovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky, vedoucí k úspěšnému dokončení této práce.